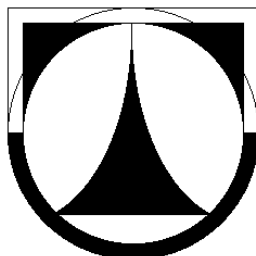


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetických zařízení



PATRIK BULÍŘ

Výkonové charakteristiky vytápěcí jednotky SAHARA

Power characteristics of unit heater SAHARA

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Miloš Müller, Ph.D.

Rozsah práce:

Počet stran: 59

Počet tabulek: 13

Počet obrázků: 17

Počet příloh: 1

Liberec 2010

Výkonové charakteristiky vytápěcí jednotky SAHARA

A n o t a c e

Bakalářská práce se zabývá měřením a výpočtem výkonových charakteristik vytápěcí jednotky s obchodním názvem Sahara. Práce studuje přenos tepla ve výměnících typu voda/vzduch a chování tohoto přenosu v různých rychlostech a v různých teplotních spádech proudících tekutin. V teoretické části práce je popsána problematika přenosu tepla vedením a prouděním, vedení tepla složenou stěnou a žebrovanou stěnou. V experimentální části práce je popsán proces měření teplot a rychlostí proudících tekutin. Dále je zde proveden kontrolní výpočet výměníku typu voda/vzduch.

K l í ě o v á s l o v a

Sdílení tepla, výměník tepla, kritériální rovnice, součinitel prostupu tepla, žebrování trubek, obtékání svazku trubek.

Power characteristics of unit heater SAHARA

A n n o t a t i o n

This bachelor thesis deals with the measuring and calculation of power characteristics of unit heater with trade name Sahara. The thesis studies heat transfer in heat exchangers type water/air, and behavior of this heat transfer in different velocities of flow and different temperature gradients of liquids. In the theoretical part of thesis are described problems about convection and conduction heat transfer, heat conduction of combined wall and ribbed wall. In experimental part of thesis is described procedure measuring of temperature and velocity of streaming liquids. Further there is specimen of check calculation of heat exchanger type water/air.

K e y w o r d s

Heat transfer, heat exchanger, criteria equation, heat passage coefficient, finned tube, circumfluence of the bank of tubes



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Patrik B u l í ř
Studijní program	bakalářský – B2341 Strojírenství
Obor	2302R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Energetické stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Výkonové charakteristiky vytápěcí jednotky SAHARA

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Metodika návrhu výměníků tepla.
2. Návrh a příprava experimentů pro měření tepelného výkonu jednotek SAHARA.
3. Měření výkonových charakteristik jednotek SAHARA.
4. Teoretický výpočet tepelného výkonu jednotek SAHARA
5. Porovnání naměřených a vypočtených hodnot, diskuse výsledků.

Forma zpracování diplomové práce:

- původní zpráva: 35 stran
- grafické práce: cca.10 stran příloh

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- Lienhard, J.H., Lienhard, J.H.: A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, MIT, 2005
- Rieger, F., Šesták, J.: Přenos hybnosti, tepla a hmoty, 1996, Vydavatelství ČVUT Praha
- Jenčík, J., Volf, J.: Technika měření. Skripta ČVUT Praha, 2003
- Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace, Brno: Bolit-B Press, 1993

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Miloš Müller, Ph.D.



doc. Ing. Karel Fraňa, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan

V Liberci dne 25.3.2010

P r o h l á š e n í

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum: 25. května 2010

Podpis:.....

D e c l a r a t i o n

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis of grant a license for its use. I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and the basis of consultation with the head of thesis and a consultant.

Date: 25th May 2010

Signature:.....

P o d ě k o v á n í

Rád bych zde poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Tomáši Vítovi, Ph.D., a konzultantovi práce Ing. Miloši Müllerovi, Ph.D, za jejich odborné vedení, mnoho cenných rad a připomínek, ale hlavně za jejich vstřícný přístup a trpělivost při vzniku této práce.

Dále bych chtěl poděkovat kolegům v zaměstnání, kteří mě podporovali svými dobrými radami a zkušenostmi, a kteří mi svým vstřícným přístupem studium při zaměstnání umožnili.

Též bych chtěl poděkovat své rodině, za podporu a lásku, která mi pomohla plnit studijní povinnosti během celého studia.

Obsah

1	<u>ÚVOD.....</u>	<u>13</u>
2	<u>ZPŮSOBY PŘENOSU TEPLA.....</u>	<u>14</u>
2.1	VEDENÍ TEPLA.....	14
2.1.1	FOURIERŮV ZÁKON	14
2.1.2	VEDENÍ TEPLA ROVINNOU A VÁLCOVOU STĚNOU	15
2.1.3	VEDENÍ TEPLA SLOŽENOU STĚNOU	16
2.1.4	TEPELNÝ ODPOR	17
2.1.5	PŘECHODOVÝ ODPOR NA STYKU DVOU TĚLES	17
2.1.6	VEDENÍ TEPLA ŽEBREM	18
2.1.7	ÚČINNOST ŽEBRA	18
2.1.8	EFEKTIVITA ŽEBRA	19
2.2	PŘENOS TEPLA PROUDĚNÍM	20
2.2.1	NEWTONŮV ZÁKON	20
2.2.2	PODOBNOSTNÍ ČÍSLA	20
2.2.3	KRITERIÁLNÍ ROVNICE PRO OBTÉKÁNÍ DESKY A VÁLCE	21
2.2.4	KRITERIÁLNÍ ROVNICE PRO OBTÉKÁNÍ SVAZKU TRUBEK.....	23
2.3	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA.....	25
2.4	POSTUP PŘI VÝPOČTU VÝMĚNÍKU TEPLA.....	26
2.4.1	NÁVRHOVÝ VERSUS KONTROLNÍ VÝPOČET VÝMĚNÍKU	26
2.4.2	ÚČINNOST VÝMĚNÍKU	27
2.4.3	PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKA VÝMĚNÍKU	28
3	<u>VYTÁPĚCÍ JEDNOTKA.....</u>	<u>29</u>
3.1	KONSTRUKCE JEDNOTKY	29
3.2	KONSTRUKCE VÝMĚNÍKU.....	30
4	<u>EXPERIMENT.....</u>	<u>32</u>
4.1	CÍL	32
4.2	ÚKOLY	32

4.3	VARIANTY VYTÁPĚCÍ JEDNOTKY	32
4.4	MĚŘENÍ.....	33
4.4.1	URČENÍ STAVOVÝCH VELIČIN VZDUCHU.....	33
4.4.2	MĚŘENÍ RYCHLOSTI A TEPLoty	34
4.4.3	PŘÍPRAVA JEDNOTKY K MĚŘENÍ.....	35
4.4.4	NASTAVENÍ PROVOZNÍCH TEPLot	36
4.4.5	RYCHLOSTNÍ A TEPLotNÍ PROFIL	37
4.5	VÝPOČET	38
4.5.1	POSTUP PŘI VÝPOČTU VÝMĚNÍKU	39
4.5.2	PŘÍKLAD VÝPOČTU VÝMĚNÍKU	42
4.6	ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ	48
5	<u>DISKUSE</u>	<u>51</u>
5.1	RYCHLOSTNÍ A TEPLotNÍ PROFILY VZDUCHU.....	51
5.2	ÚČINNOST PŘENOSU TEPLA.....	52
5.3	CHYBY MĚŘENÍ	53
6	<u>ZÁVĚR.....</u>	<u>55</u>
7	<u>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</u>	<u>57</u>
8	<u>SEZNAM PŘÍLOH.....</u>	<u>59</u>

Seznam použitých symbolů

A	[1]	kriterium velikosti, provozní charakteristika výměníku
C	[1]	lineární ztrátový součinitel
\dot{C}_1	[W/K]	tepelná kapacita teplejšího proudu
\dot{C}_2	[W/K]	tepelná kapacita chladnějšího proudu
$c_{1,2}$	[1]	konstanty pro obtékání válce
$c_{3,4}$	[1]	konstanty pro proudění v potrubí
c_p	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
c_{pt}	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku
c_{pp}	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vodní páry při stálém tlaku
c_{pw}	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vody při stálém tlaku
d, D	[m]	průměr válce
D_0	[m]	vnitřní průměr trubky
D_1	[m]	průměr na rozhraní trubky a žebra
D_2	[m]	vnější průměr trubky
D_e	[m]	ekvivalentní průměr žeber
D_h	[m]	hydraulický průměr žeber
d_t	[m]	průměr barometrické trubice
h_1	[mm]	oprava rtuťového sloupce na kapilaritu
h_2	[mm]	oprava rtuťového sloupce na teplotu
h_b	[mm]	naměřená výška rtuťového sloupce
h_{bsk}	[mm]	skutečná výška rtuťového sloupce
h_r	[m]	délka žebra
h_v	[mm]	výška vrchlíku rtuťového sloupce
i_l	[J/kg]	entalpie vzduchu
i_l'	[J/kg]	entalpie vzduchu na sání
i_l''	[J/kg]	entalpie vzduchu na výtlačku
k	[W/(m ² ·K)]	součinitel prostupu tepla
L	[m]	délka, charakteristický rozměr
L_{tr}	[m]	délka válce, trubky
l_w	[J/kg]	měrné skupenské výparné teplo vody
m	[m]	šířka mezery mezi žebry

\dot{m}_l	[kg/s]	hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_w	[kg/s]	hmotnostní průtok vody
n_r	[1]	počet žeber
n_{tr}	[1]	počet trubek ve výměníku
NTU	[1]	bezrozměrné kritérium velikosti výměníku
Nu	[1]	Nuseltovo číslo
Nu_l	[1]	Nuseltovo číslo pro proudění vzduchu
Nu_w	[1]	Nuseltovo číslo pro proudění vody
n_{vc}	[1]	počet vodních cest ve výměníku
pp_v''	[Pa]	parciální tlak vodních par
p_b	[Pa]	barometrický tlak
Pr	[1]	Prandtlovo číslo
Pr_l	[1]	Prandtlovo číslo pro proudění vzduchu
Pr_w	[1]	Prandtlovo číslo pro proudění vody
\dot{Q}	[W]	tepelný tok, výkon výměníku
\dot{Q}_l	[W]	výkon výměníku na straně vzduchu
\dot{Q}_w	[W]	výkon výměníku na straně vody
\dot{Q}_{max}	[W]	maximální tepelný tok, maximální teoretický výkon výměníku
\dot{Q}_{sr}	[W]	tepelný tok z žebrování do tekutiny
\dot{q}	[W/m ²]	hustota tepelného toku
\dot{q}_l	[W/m ²]	lineární hustota tepelného toku
R	[K·m ² /W]	tepelný odpor
R_{celk}	[K·m ² /W]	celkový tepelný odpor prostupu tepla
Re	[1]	Reynoldsovo číslo
Re_l	[1]	Reynoldsovo číslo pro proudění vzduchu
Re_w	[1]	Reynoldsovo číslo pro proudění vody
R_l	[K·m ² /W]	tepelný odpor přestupu tepla z žebrování do vzduchu
R_{tr}	[K·m ² /W]	tepelný odpor vedení tepla stěnou trubky
R_w	[K·m ² /W]	tepelný odpor přestupu tepla z vody do trubky
s	[m]	úhlopříčná vzdálenost trubek v šachovnicovém uspořádání
S	[m ²]	plocha povrchu stěny
S_0	[m ²]	neredukovaný průřez výdechového otvoru výměníku

s_1	[m]	vzdálenost trubek v řadě kolmá na směr obtékání
S_1	[m ²]	plocha povrchu bez žeber
s_2	[m]	vzdálenost řad trubek ve svazku ve směru obtékání
S_2	[m ²]	plocha povrchu žebrování
S_e	[m ²]	ekvivalentní plocha žeber
S_m	[m ²]	plocha povrchu válce mezi žebry
S_r	[m ²]	plocha žeber
$S_{stř}$	[m ²]	střední plocha válcové stěny
St	[1]	Stantonovo kritérium
S_w	[m ²]	vnitřní plocha trubek
S_z	[m ²]	redukovaný průřez výdechového otvoru výměníku
t	[°C]	teplota
t_1	[°C]	teplota teplejšího proudu
t_2	[°C]	teplota studenějšího proudu
t_1'	[°C]	vstupní teplota vzduchu
t_1''	[°C]	výstupní teplota vzduchu
t_{ln}	[°C]	logaritmický teplotní spád
t_{r1}	[°C]	teplota u konce žebra
t_{r2}	[°C]	teplota u paty žebra
t_s	[°C]	teplota stěny
t_{sr}	[°C]	střední teplota žeber
t_w'	[°C]	vstupní teplota vody
t_w''	[°C]	výstupní teplota vody
u	[1]	exponent
\dot{V}_l	[m ³ /s]	objemový průtok vzduchu
\dot{V}_w	[m ³ /s]	objemový průtok vody
w	[m/s]	rychlost proudění tekutiny
w_l	[m/s]	rychlost proudění vzduchu
w_w	[m/s]	rychlost proudění vody
X	[1]	proměnná
x	[kg _{H2O} /kg _{sv}]	množství vodních par ve vzduchu
x	[m]	prostorová souřadnice, šířka výměníku,

Y	[1]	proměnná
y	[m]	prostorová souřadnice, výška výměníku
z	[m]	prostorová souřadnice, hloubka výměníku
α	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla
α_k	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla
α_l	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla z žeber do vzduchu
α_m	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla povrchu mezi žebry
α_r	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla povrchu žebra
α_r	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla na povrchu žebra
α_w	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla z vody do trubek
δ	[m]	tloušťka stěny
δ_r	[m]	tloušťka žebra
ε_n	[1]	opravný součinitel pro uspořádání trubek ve svazku
η	[N·s/m ²]	dynamická viskozita
η_l	[N·s/m ²]	dynamická viskozita vzduchu
η_{sr}	[1]	účinnost žebrování
η_w	[N·s/m ²]	dynamická viskozita vody
λ	[W/(m·K)]	součinitel tepelné vodivosti
λ_{Al}	[W/(m·K)]	součinitel tepelné vodivosti hliníku
λ_{Cu}	[W/(m·K)]	součinitel tepelné vodivosti mědi
λ_l	[W/(m·K)]	součinitel tepelné vodivosti vzduchu
λ_w	[W/(m·K)]	součinitel tepelné vodivosti vody
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
ν_l	[m ² /s]	kinematická viskozita vzduchu
ν_w	[m ² /s]	kinematická viskozita vody
ρ	[kg/m ³]	hustota
ρ_l	[kg/m ³]	hustota vzduchu
ρ_w	[kg/m ³]	hustota vody
Φ	[1]	účinnost výměníku
Φ_{geom}	[1]	účinnost výměníku vypočtená z geometrie
$\Phi_{měř}$	[1]	účinnost výměníku vypočtená z naměřených veličin
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu

ψ	[1]	součinitel žebrování
$\psi_{1,2}$	[1]	ztrátový součinitel pro účinnost výměníku
Δ	[1]	rozdíl (přírůstek, úbytek) hodnot veličin

1 ÚVOD

Energie není vidět, přesto je nedílnou součástí všeho kolem nás, bez energie by nevznikl vesmír ani život. Ve světě okolo nás však není energie koncentrována rovnoměrně podle skutečné potřeby, proto je téměř vždy nutno ji transportovat a velmi často i transformovat z jedné formy do jiné. Zejména v mnoha technických zařízeních, která lidská civilizace potřebuje ke svému každodennímu životu, se energie transformuje, teče různými směry, a při tom koná práci, nejčastěji k pohonu různých zařízení, vozidel, či k vytápění budov. Energie v těchto tocích se však až na výjimky stále získává především chemickými reakcemi přeměnou energie obsažené v palivu, což však obvykle znamená, že získaná energie je vázána na produkty těchto reakcí, které bývají nevhodné pro další využití, zdraví škodlivé či přímo jedovaté. K dalšímu využití je tedy zapotřebí energii od těchto produktů oddělit, přenesením energii z jednoho média do jiného, čistého a k danému účelu již lépe použitelného. Obvykle se tak děje mezi plyny, mezi kapalinami, a velmi často i mezi kapalinami a plyny navzájem. K přenosu energie a tepla slouží zařízení nazývané výměník. Podle účelu, koncepce či použitých pracovních médií existuje velké množství různých typů výměníků tepla.

Tato práce se zabývá výkonovými charakteristikami vytápěcí jednotky SAHARA, jejíž podstatnou součástí jsou výměníky tepla, zde konkrétně výměníky typu voda/vzduch, které se velmi často používají i v jiných vytápěcích a klimatizačních průmyslových zařízeních, kde slouží nejen k vytápění či chlazení vzduchu pro potřeby člověka či jiných technologických zařízení, ale v poslední době i k úsporám energie prostřednictvím různých zařízení s rekuperací tepla, což v konečném důsledku vede k úspoře fosilních a jiných neobnovitelných zdrojů, snižování emisí CO₂ a přispívá k ochraně již tak dost poškozeného životního prostředí.

2 ZPŮSOBY PŘENOSU TEPLA

Přenosem (sdílením) tepla rozumíme předávání tepla z místa o vyšší teplotě do místa o nižší teplotě, viz druhý termodynamický zákon o entropii. Přenos tepla se uskutečňuje vedením, prouděním a sáláním. Skutečné děje však představují téměř vždy kombinaci dvou nebo všech těchto tří základních případů. [1]

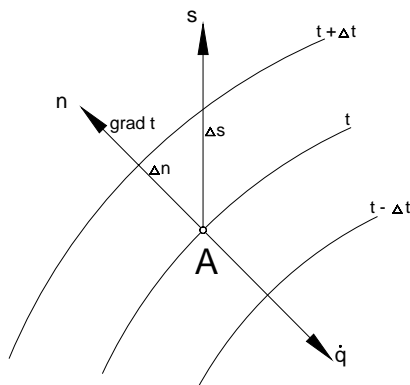
2.1 Vedení tepla

Pouze vedením (kondukcí) se teplo šíří jen v tuhých tělesech, v tekutinách se šíří i prouděním v důsledku pohybu jejich částic při jejich rozdílné teplotě [2].

2.1.1 Fourierův zákon

Tok tepla přenášený vedením \dot{Q} je množství tepla, které projde plochou za jednotku času. Tok tepla jednotkou plochy je hustota tepelného toku. Vyjadřuje se pomocí *Fourierova* zákona

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } t \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.1)$$



Obr. 1 Izotermní plochy s vektory gradientu teplotního spádu a hustoty teplotního toku [2]

Teplo se šíří ve směru teplotního spádu, tj. v opačném směru než $\text{grad } t$, proto i když vektory $\text{grad } t$ a \dot{q} leží na stejné normále k izotermické ploše, mají vzájemně opačný směr, vyjadřujeme to záporným znaménkem (obr. 1). [2]

2.1.2 Vedení tepla rovinnou a válcovou stěnou

Pro rovinnou stěnu (obr. 2a) o tloušťce δ , s tepelnou vodivostí $\lambda = konst.$ a s povrchovými teplotami $t_{s1} > t_{s2}$ platí při okrajové podmínce $x = 0 \Rightarrow t_s = t_{s1}$ lineární rovnice teplotního pole ve tvaru

$$t_s = t_{s1} - \frac{\dot{q}}{\lambda} x \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.2)$$

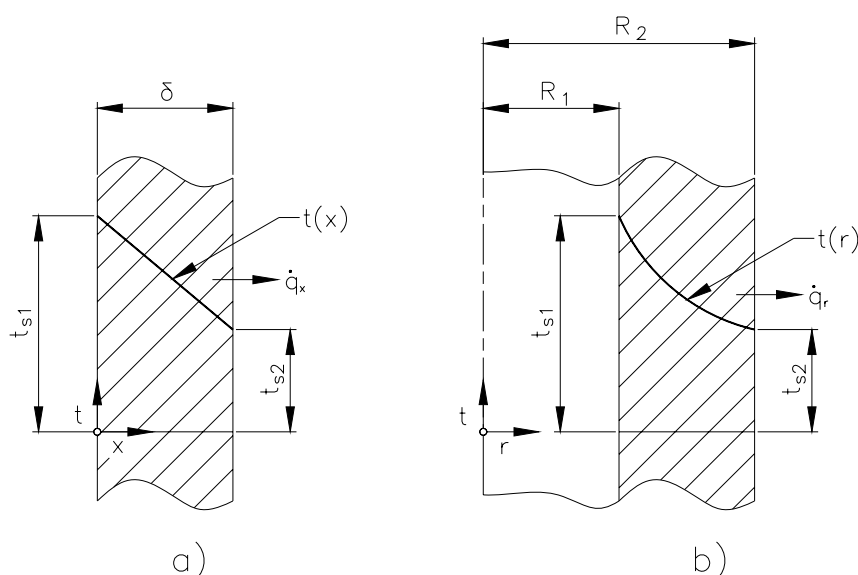
kde

\dot{q} je hustota tepelného toku stěnou daná vztahem

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{s1} - t_{s2}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.3)$$

Tepelný tok celou plochou stěny S je

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \frac{\lambda}{\delta} (t_{s1} - t_{s2}) S \text{ [W]} \quad (2.4)$$



Obr. 2 Průběh teplot při vedení tepla a) v rovinné stěně b) ve válcové stěně (trubce) [2]

V případě válcové stěny (obr. 2b) tvoří izotermické plochy souosé válce o délce L , proto tepelný tok stěnou má směr radiální a pro jednoduchou válcovou stěnu o tloušťce δ se vyjadřuje rovnicí

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot d \cdot L}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}} (t_{s1} - t_{s2}) = \frac{\lambda}{\delta} (t_{s1} - t_{s2}) S_{stř} \text{ [W]} \quad (2.5)$$

kde

$S_{stř}$ je logaritmická střední plocha válcové stěny

$$S_{stř} = \frac{\pi \cdot L(D_2 - D_1)}{\ln \frac{D_2}{D_1}} = \frac{S_2 - S_1}{\ln \frac{S_2}{S_1}} [m^2] \quad (2.6)$$

Střední plochu tenkostěnné válcové stěny (trubky) lze vyjádřit rovněž vztahem

$$S_{stř} = \frac{S_1 + S_2}{2} [m^2] \quad (2.7)$$

Lineární hustota tepelného toku se určí z rovnice

$$\dot{q}_l = \frac{\dot{Q}}{L} = \frac{\pi(t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}} [W/m] \quad (2.8)$$

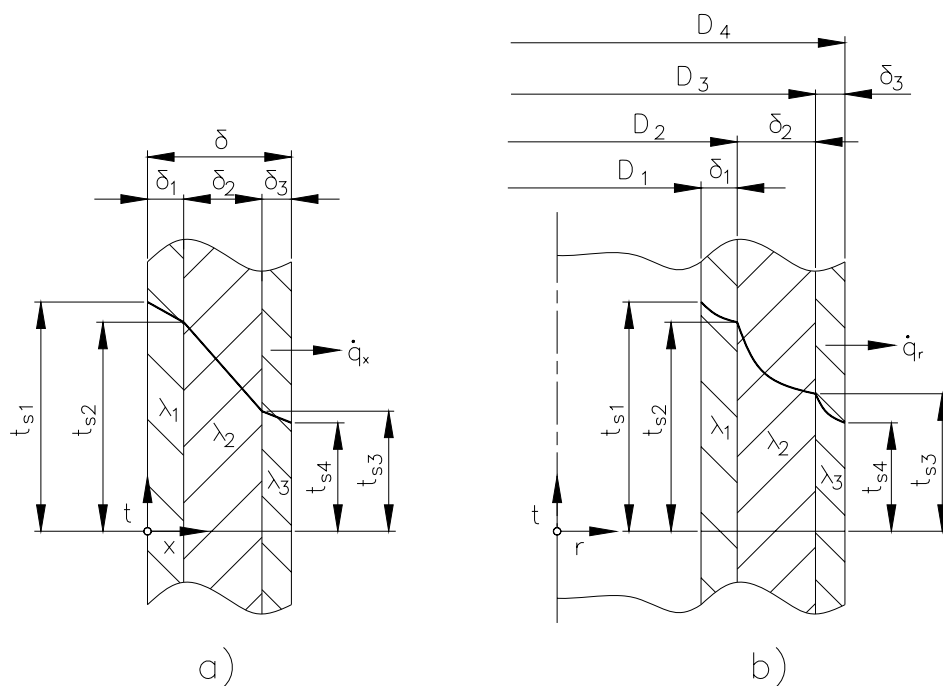
Při vedení tepla válcovou stěnou je závislost teploty na poloměru logaritmická

$$t_{s1} = t_{s2} - \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} [^{\circ}C] \quad (2.9)$$

Předchozí odstavce čerpány z [2].

2.1.3 Vedení tepla složenou stěnou

Složená stěna (obr. 3) je tvořena několika vrstvami o různé vodivosti a různé tloušťce při stejné průtokové ploše [3].



Obr. 3 Vedení tepla složenou stěnou: a) rovinnou b) válcovou [2]

Protože tepelný tok procházející všemi vrstvami stěny je stejný, musí platit

$$\dot{q}_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{s1} - t_{s2}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.10)$$

$$\dot{q}_2 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{s2} - t_{s3}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.11)$$

$$\dot{q}_3 = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_{s3} - t_{s4}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.12)$$

$$\dot{q} = \dot{q}_1 = \dot{q}_2 = \dot{q}_3 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.13)$$

Řešením těchto rovnic pak lze dojít ke vztahu

$$\dot{q} = \frac{t_{s1} - t_{s4}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.14)$$

kterým je vyjádřena skutečnost, že celkový tepelný odpor složené stěny, je součtem tepelných odporů jednotlivých vrstev stěny. [4]

2.1.4 Tepelný odpor

Reciproční hodnota poměru tepelné vodivosti a tloušťky stěny λ/δ vyjadřuje tepelný odpor stěny pro vedení tepla

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \text{ [K} \cdot \text{m}^2/\text{W]} \quad (2.15)$$

Čerpáno z [2].

2.1.5 Přechodový odpor na styku dvou těles

Přenos tepla v tuhých tělesech je analogický s přenosem elektrického náboje v elektricky vodivých látkách. Pravidla platná pro sériové řazení elektrických odporů jsou tak analogicky použitelná i pro řazení odporů termických. Při paralelním řazení je analogie pouze přibližná.

Typickým případem výskytu sériového řazení termických odporů jsou složené stěny, které se vyskytují v konstrukcích tepelných zařízení, např. výměníků tepla, potrubí opatřená tepelnou izolací, nebo naopak potrubí zanesená provozními nánosy (kotelní kámen).

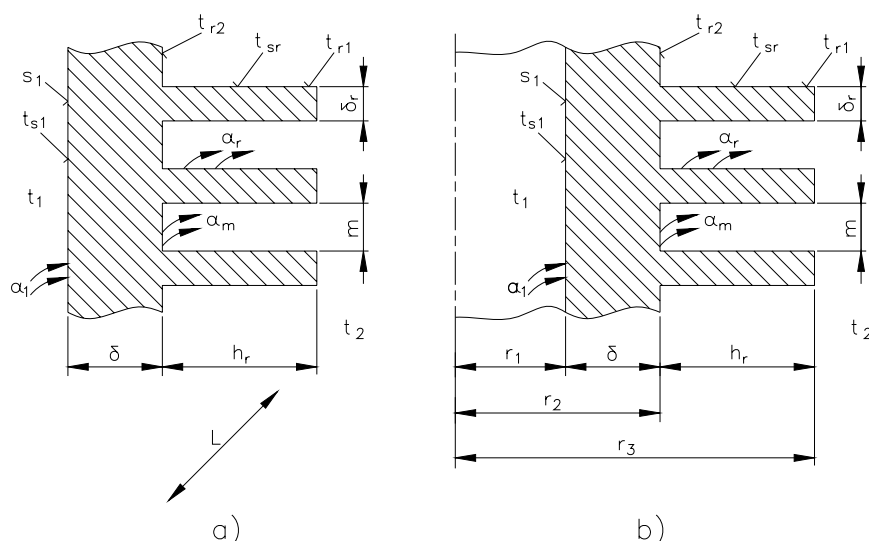
Ve všech těchto případech přenosu tepla se předpokládala dokonalá spojitost teplotního profilu, zajištěná dokonalým fyzikálním stykem součástí. Tento předpoklad však ve skutečnosti není vždy splněn, velmi závisí na drsnosti povrchů styčných ploch, na přítomnosti kapalin a plynů, nebo oxidovaných vrstev původně čistě kovového

povrchu, případně i na velikosti kontaktního tlaku. Všechny tyto termické odpory pak způsobují teplotní difference na stykových plochách, které se musí při přesnějších výpočtech respektovat. [5]

2.1.6 Vedení tepla žebrem

V případě, že se při přestupu tepla na obou stranách stěny řádově liší součinitele přestupu tepla, závisí součinitel prostupu tepla stěnou vždy na menší z obou hodnot přestupu tepla, a celkový přenos tepla je tak málo účinný.

Jednou z možností, jak tuto účinnost zvýšit, je zvětšení kontaktního povrchu stěny s tekutinou na straně s malým součinitelem přestupu tepla. Toho lze dosáhnout *žebrováním* povrchu stěny (obr. 4). [2]



Obr. 4 Žebrování: a) rovinná deska b) trubka [2]

2.1.7 Účinnost žebra

Máme-li žebrovanou rovinnou nebo válcovou stěnu (obr. 4), teplota žeber je největší u jejich paty, a klesá se vzdáleností od stěny. Části žeber blíže ke stěně tak odvádějí více tepla do okolí než konce žeber. Poměr tepelného toku \dot{Q}_{sr} , který skutečně přestupuje z žeber do tekutiny, a toku $\dot{Q}_{sr \max}$, který by přestupoval, kdyby teplota žeber byla na celém jejich povrchu stejná, nazýváme *účinnost žebrování*

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{Q}_{sr \max}} = \frac{\alpha_r \cdot S_r (t_{sr} - t_2)}{\alpha_r \cdot S_r (t_{r2} - t_2)} = \frac{t_{sr} - t_2}{t_{r2} - t_2} \quad [1] \quad (2.16)$$

kde

α_r je součinitel přestupu tepla povrchu žebra $[W/(m^2 \cdot K)]$

S_r je povrch žebor $[m^2]$

t_{sr} je střední teplota žebor $[^\circ C]$

t_2 je teplota tekutiny v okolí žebor $[^\circ C]$

t_{r2} je teplota u paty žebra $[^\circ C]$

Celková plocha stěny s žebrováním S_2 , kterou dochází k přenosu tepla, se skládá z plochy žebor S_r a z plochy mezer mezi nimi S_m . Pokud součinitele přestupu tepla jsou $\alpha_1 \gg \alpha_2$, tepelný tok přestupující z žebrovaného povrchu je

$$\dot{Q}_{sr} = \alpha_2 \cdot S_2 (t_{r2} - t_2) \quad [W] \quad (2.17)$$

Ekvivalentní součinitel přestupu tepla α_2 je dán ze vztahu

$$\alpha_2 = \alpha_m \cdot \eta_{sr} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.18)$$

kde η_{sr} je účinnost žebrování, určovaná z rovnice

$$\eta_{sr} = 1 - \frac{S_r}{S_2} \left(1 - \eta_r \frac{\alpha_r}{\alpha_m} \right) \quad [1] \quad (2.19)$$

kde

α_m je součinitel přestupu tepla povrchu mezer $[W/(m^2 \cdot K)]$

Předchozí odstavce čerpány z [2].

2.1.8 Efektivita žebra

Prostup tepla rovinnou žebrovanou stěnou lze vyjádřit těmito rovnicemi

$$\dot{Q}_{sr} = k_1 \cdot S_1 (t_1 - t_2) = \dot{q}_1 \cdot S_1 \quad [W] \quad (2.20)$$

$$\dot{Q}_{sr} = k_2 \cdot S_2 (t_1 - t_2) = \dot{q}_2 \cdot S_2 \quad [W] \quad (2.21)$$

Součinitele prostupu tepla vztahující se k povrchům bez žebor S_1 a se žebry S_2

$$k_1 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \psi} \right)^{-1} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.22)$$

$$k_2 = \left(\frac{\psi}{\alpha_1} + \frac{\delta \cdot \psi}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.23)$$

kde

ψ je součinitel žebrování daný vztahem

$$\psi = \frac{S_2}{S_1} \quad [1] \quad (2.24)$$

Odtud je vidět, že odpor proti přestupu tepla $1/\alpha_2$ se žebrováním povrchu zmenší na hodnotu $1/(\alpha_2 \cdot \psi)$, tedy ψ krát. Omezující podmínkou hodnoty ψ však je, že tepelný odpor $1/(\alpha_2 \cdot \psi)$ nesmí být menší než tepelný odpor $1/\alpha_1$. [2]

2.2 Přenos tepla prouděním

Proudění neboli konvekce, je přenos tepla, ke kterému dochází v tekutinách. Předpokladem vzniku konvekce je makroskopický pohyb částic tekutiny v kombinaci s teplotním gradientem, tzn. neizotermické proudění tekutiny. Je to fyzikálně složitý děj, který závisí na řadě parametrů, např. rychlost proudění, teplota stěny, teplota tekutiny, geometrie teplosměnné plochy, charakter rychlostní a teplotní mezní vrstvy, vlastnosti tekutiny a další. [2]

2.2.1 Newtonův zákon

Hustota tepelného toku při přestupu tepla konvekcí se určuje z Newtonova vztahu

$$\dot{q} = \alpha_k(t_s - t_t) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (2.25)$$

kde

α_k je součinitel přestupu tepla [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]

t_s je teplota stěny [$^{\circ}\text{C}$]

t_t je teplota tekutiny [$^{\circ}\text{C}$]

Pro tepelný tok platí

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \alpha_k \cdot S(t_s - t_t) \text{ [W]} \quad (2.26)$$

kde

S je plocha povrchu, jímž tepelný tok prochází [m^2].

Předchozí odstavce čerpány z [2].

2.2.2 Podobnostní čísla

Protože součinitel přestupu tepla α_k závisí na mnoha parametrech

$$\alpha_k = f(w, \lambda, \rho, c, \eta, \dots) \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (2.27)$$

kde

w je rychlost proudu tekutiny [m/s],

λ je tepelná vodivost tekutiny [W/(m·K)],

ρ je hustota tekutiny [kg/m³],

c je měrná tepelná kapacita tekutiny [J/(kg·K)],

η je dynamická viskozita tekutiny [N·s/m²],

nelze jej vyjádřit jedinou funkcí, která by platila pro všechny případy přenosu tepla konvekcí. Určuje se proto experimentálně, za pomoci teorie podobnosti, a výsledky experimentů (kritériální rovnice) můžeme aplikovat na jiné, geometricky podobné případy. [2]

2.2.3 Kritériální rovnice pro obtékání desky a válce

Kritéria podobnosti tepelné konvekce jsou bezrozměrné veličiny ve tvaru poměru fyzikálních, případně geometrických parametrů, charakterizujících určitý přenosový jev, které byly odvozeny zejména z diferenciálních rovnic mechaniky tekutin a přenosu tepla. Označují se počátečními písmeny badatelů, kteří se zasloužili o rozvoj mechaniky tekutin a přenosu tepla.

Kritéria podobnosti jsou dvojí:

a/ určující (obsahují nezávisle proměnné veličiny, např. fyzikální, geometrické)

b/ určované (obsahují jednu závisle proměnnou, např. α_k)

Přenos tepla konvekcí charakterizují zejména kritéria podobnosti, uvedené v tab. 1.

Tab. 1 Vybraná kritéria podobnosti pro tepelnou konvekci [5]

Kriterium	Tvar	Charakterizuje
Nusseltovo číslo	$Nu = \frac{\alpha_k \cdot L}{\lambda}$	Poměr tepelných odporů při přenosu tepla vedením a prouděním v mezní vrstvě na povrchu tělesa
Reynoldsovo číslo	$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot L}{\eta} = \frac{w \cdot L}{\nu}$	Poměr setrvačných sil a sil molekulárního působení
Prandtlovo číslo	$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$	Podobnost fyzikálních vlastností v podobných soustavách

Bezrozměrná kritéria podobnosti jsou nové proměnné veličiny, jejichž zavedením se výrazně zredukoval počet argumentů funkce (2.27). Vztah mezi kritérii určujícími a určovanými se zjišťuje experimentálně, a vyjadřuje se ve tvaru kritériálních rovnic.

Tyto rovnice vyjadřují matematickou závislost mezi určovaným (hledaným) kritériem a určujícími kritérii. Mezi určovaná kritéria zjišťovaná při výpočtu tepelných zařízení patří *Nusseltovo* kritérium, obsahující součinitel přestupu tepla konvekcí α_k , a Eulerovo kritérium, obsahující pokles tlaku účinkem ztrát Δp , způsobeným při proudění tekutin. Mezi určující kritéria zpravidla patří *Re* a *Pr*.

Kritériální rovnice mají různý tvar pro případy konvekce, beze změny skupenství, kdy rozlišujeme případy volné a nucené konvekce. Podobně i pro případy konvekce se změnou skupenství rozlišujeme kritériální rovnice pro var nebo kondenzaci.

Podle způsobu obtékání tělesa tekutinou rozlišujeme dva druhy konvekce

a/ volná (přirozená) – tekutinu mechanicky nenutíme k pohybu, tato samovolně obtéká těleso (radiátory);

b/ nucená – tekutinu nutíme k pohybu tlakovým spádem (kompresor, fén). [1]

Dále rozlišujeme proudění laminární, při němž se částice tekutiny pohybují jen po vzájemných rovnoběžných proudnicích, a proudění turbulentní, při němž se vrstvy tekutiny promíchávají, a částice proudu mají i složku rychlosti ve směru kolmém na osu kanálu.

Charakter proudění závisí na velikosti *Reynoldsova* čísla

$$Re = \frac{\text{setrvačné síly}}{\text{síly molekulárního tření proudu tekutiny}} = \frac{\rho \cdot w \cdot L}{\eta} = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad [1] \quad (2.28)$$

kde

w je střední rychlost tekutiny v kanálu [m/s],

ν je kinematická viskozita [m²/s],

η je dynamická viskozita [N·s/m²].

Do hodnoty $Re \cong 2300$ je proudění v kanálu laminární, při hodnotách $2300 < Re < 10^4$ je proudění přechodové, a při hodnotách $Re > 10^4$ je proudění turbulentní [2].

Kritériální rovnice pro turbulentní obtékání rovinné desky je

$$Nu = 0,0297 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad [1] \quad (2.29)$$

Kriteriální rovnice pro turbulentní obtékání válce (trubky) je (s podmínkou $Pr \sim 1$) je

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = c_1 \cdot Re^{c_2} \cdot Pr^{0,33} \quad [1] \quad (2.30)$$

kde hodnoty konstant c_1 a c_2 jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 Hodnoty konstant c_1 a c_2 pro obtékání válce [5]

Re	c_1	c_2
0,4 ÷ 4	0,989	0,33
4 ÷ 40	0,911	0,385
40 ÷ 4000	0,683	0,466
4000 ÷ 40000	0,193	0,618
40000 ÷ 400000	0,0266	0,805

Kriteriální rovnice pro turbulentní proudění v potrubí je

$$Nu = 0,015 \cdot Re^{c_3} \cdot Pr^{c_4} \quad [1] \quad (2.31)$$

kde hodnoty konstant c_3 a c_4 jsou uvedeny v tab. 3.

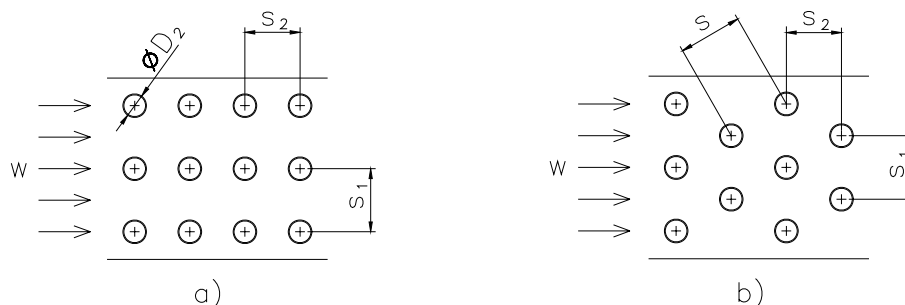
Tab. 3 Hodnoty konstant c_3 a c_4 pro proudění v potrubí [5]

Pr	c_3	c_4
<1	0,85	0,93
>1	0,83	0,42

Předchozí odstavce čerpány z [5].

2.2.4 Kriteriální rovnice pro obtékání svazku trubek

Z konstrukčního hlediska rozeznáváme dva způsoby vzájemného rozmístění trubek ve svazku, a to za sebou (obr. 5a) nebo šachovnicově (obr. 5b).



Obr. 5 Uspořádání trubek ve svazku: a) za sebou, b) šachovnicově [6]

Při obtékání svazku trubek jsou pro první řadu trubek podmínky pro přestup tepla přibližně stejné jako pro samostatné trubky. V dalších řadách se vlivem zvýšené turbulence intenzita přestupu tepla zvyšuje, až se poměry ustálí, počínaje od sedmé řady při uspořádání za sebou, a od čtvrté řady při šachovnicovém uspořádání.

Tab. 4 Hodnoty opravného součinitele ε_n [6]

Počet řad trubek	Součinitel ε_n	
	pro uspořádání za sebou	pro šachovnicové uspořádání
2	0,88	0,75
3	0,9	0,81
4	0,93	0,87
6	0,96	0,92
8	0,98	0,95
10	0,99	0,97
20	1	1

Pro trubky uspořádané za sebou platí vztah

$$Nu = 0,2 \cdot \varepsilon_n \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,35} \quad [1] \quad (2.32)$$

a pro trubky uspořádané šachovnicově

$$Nu = 0,334 \cdot \varepsilon_n \left(\frac{s_1 - D_2}{s - D_2} \right) Re^{0,64} \cdot Pr^{0,35} \quad [1] \quad (2.33)$$

$$\text{pro } \left(\frac{s_1 - D_2}{s - D_2} \right) \geq 0,7,$$

a

$$Nu = 0,305 \cdot \varepsilon_n \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,35} \quad [1] \quad (2.34)$$

$$\text{pro } \left(\frac{s_1 - D_2}{s - D_2} \right) < 0,7,$$

kde

ε_n je opravný součinitel na počet řad trubek ve směru proudění (viz tab. 4)

D_2 je průměr obtékané trubky [m],

s_1 je rozteč trubek kolmo na směr proudění [m],

s_2 je rozteč trubek ve směru proudění [m],

s je úhlopříčná rozteč trubek při šachovnicovém uspořádání

$$s = \sqrt{0,25 \cdot s_1^2 + s_2^2} \quad [m] \quad (2.35)$$

Předchozí odstavce čerpány z [6].

Pro obtékání svazku šachovnicově uspořádaných žebrovaných trubek platí vztah

$$Nu_l = \frac{X \cdot Y \cdot Re_l^u \cdot Pr_l^{0,67}}{\left(\frac{s - D_2}{D_2}\right)^{0,2} \left(\frac{s - D_2}{m} + 1\right)^{0,2}} [1] \quad (2.36)$$

kde

$$\text{pro } Re < 1500 \frac{D_e}{D_h}: \quad X = 0,32; \quad Y = \left(1500 \frac{D_e}{D_h}\right)^{0,2}; \quad u = 0,55,$$

$$\text{pro } 1500 \frac{D_e}{D_h} \leq Re \leq 70\,000: \quad X = 0,32; \quad Y = 1; \quad u = 0,67,$$

$$\text{pro } Re > 70\,000: \quad X = 0,024; \quad Y = 1; \quad u = 0,9.$$

Předchozí odstavce čerpány z [2].

2.3 Součinitel prostupu tepla

Prostup tepla je přenos tepla mezi tekutinami stěnou, která je odděluje. Prostup tepla tvoří tři jednotlivé procesy:

- Přestup tepla z ochlazované tekutiny na povrch stěny
- Vedení tepla z jednoho povrchu stěny na opačný
- Přestup tepla z opačného povrchu stěny do ohříváné tekutiny

Při prostupu tepla rovinnou stěnou o tepelné vodivosti λ jsou všechny plochy rovnoběžné s rovinou stěny izotermické. Vztah pro tok tepla procházející stěnou je

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \overline{\Delta t_{ln}} [W] \quad (2.37)$$

kde k je součinitel prostupu tepla, který se určuje ze vztahu

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1} [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.38)$$

kde

S je plocha stěny [m^2],

δ je tloušťka stěny [m],

λ je tepelná vodivost [$W/(m \cdot K)$],

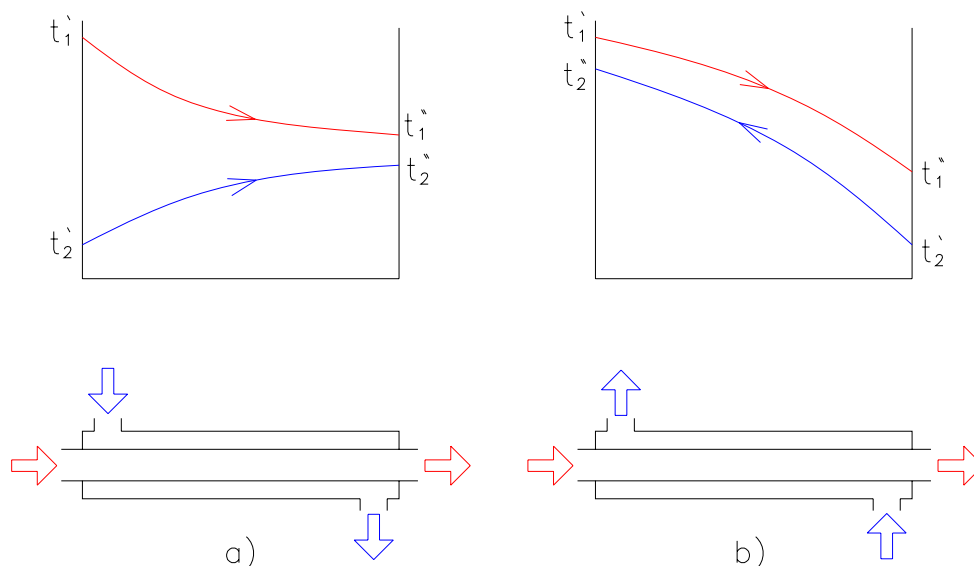
α_1 je součinitel přestupu tepla na jednom povrchu stěny [$W/(m^2 \cdot K)$],

α_2 je součinitel přestupu tepla na druhém povrchu stěny [$W/(m^2 \cdot K)$],

Střední logaritmický teplotní spád $\overline{\Delta t_{ln}}$ je dán vztahem

$$\overline{\Delta t_{ln}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.39)$$

kde jednotlivé teploty obou proudů tekutin jsou znázorněny na obr. 6.



Obr. 6 Průběhy teplot u výměníků s uspořádáním: a) souproud, b) protiproud [9]

Předchozí odstavce čerpány z [2 a 8].

2.4 Postup při výpočtu výměníku tepla

Podstatnou částí návrhu výměníku pro praktické užití je mimo výpočtů tepelných vlastností i hydraulický výpočet, a úvahy o možném vlivu znečištění teplosměnných ploch, a v neposlední řadě i výpočty pevnostní a ekonomické [7].

V této práci se však soustředíme pouze na výpočet z hlediska přenosu tepla.

2.4.1 Návrhový versus kontrolní výpočet výměníku

Způsob výpočtu výměníku závisí především na tom, jestli projektujeme nový výměník, nebo zda ověřujeme chování již existujícího výměníku při určitých provozních podmínkách. V prvním případě provádíme *návrhový* výpočet, jehož hlavním cílem je určení velikosti teplosměnné plochy. V druhém případě provádíme *kontrolní* výpočet, kdy se obvykle určuje tepelný výkon a výstupní teploty médií, eventuálně se ověřuje, zda je výměník schopen pracovat v jiných, než původně

navržených provozních podmínkách. Oba postupy výpočtu vyžadují stanovení součinitele prostupu tepla k , což je někdy velmi složité.

V této práci se zabýváme právě druhým případem, tedy kontrolním výpočtem již existujících výměníků, konkrétně typu voda/vzduch, s křížovým prouděním.

Tepelnou kapacitu obou proudů tekutin určuje vztah

$$\dot{C}_i = \dot{m}_i \cdot c_{pi} \text{ [W/K]}, \quad i = 1, 2 \quad (2.40)$$

kde

\dot{m} je hmotnostní průtok [kg/s],

c_p je měrná tepelná kapacita [J/(kg·K)].

O chování výměníku rozhoduje především proud tekutiny s menší tepelnou kapacitou \dot{C}_{min} . U výměníku s nekonečně velkou teplosměnnou plochou a ideálním protiproudým nebo křížovým uspořádáním toků by totiž bylo možno tento slabší proud zahřát až na vstupní teplotu silnějšího proudu. Tepelný výkon takového výměníku by pak byl maximální, a určil by se pouze vstupními teplotami proudů

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (t'_{max} - t'_{min}) \text{ [W]} \quad (2.41)$$

kde

t'_{min} je vstupní teplota studenějšího proudu [°C],

t'_{max} je vstupní teplota teplejšího proudu [°C],

Předchozí odstavce čerpány z [8].

2.4.2 Účinnost výměníku

Protože vyhodnocování měření výměníků je kromě čistě souproudého a protiproudého uspořádání složité, byla pro výpočet výměníku zavedena rovnice

$$\dot{Q} = \dot{C}_1 (t'_1 - t'_2) \Phi \text{ [W]} \quad (2.42)$$

kde

\dot{C}_1 je vždy menší z obou tepelných kapacit [W/K],

Φ je provozní charakteristika výměníku, neboli *účinnost*, daná vztahem

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \text{ [1]} \quad (2.43)$$

kde \dot{Q}_{max} je maximální výkon výměníku, kterého by bylo možno dosáhnout, kdyby tekutina s menší tepelnou kapacitou \dot{C}_1 měla na výstupu z výměníku teplotu rovnou vstupní teplotě tekutiny s větší tepelnou kapacitou \dot{C}_2 . Tohoto teoretického

maximálního výkonu by však mohl dosáhnout pouze výměník s nekonečně velkou přenosovou plochou, proto výkon reálných výměníků je vždy menší. Tato přenosová účinnost je definovaná vztahem

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_1(t_1' - t_2')} \quad [1] \quad (2.44)$$

Předchozí odstavce čerpány z [2].

2.4.3 Provozní charakteristika výměníku

V našem případě máme výměník s křížovým uspořádáním, kdy se jedna tekutina ve svém průtokovém průřezu může promíchávat a druhá nikoli. Velikost výměníku charakterizuje bezrozměrné kritérium NTU (Number of Transfer Units – počet převodových jednotek). Pro výpočet provozní charakteristiky výměníku, jestliže $0 < C \leq 1$, se používají vztahy

$$NTU = A = \frac{k \cdot S_e}{\dot{C}_1} \quad [1] \quad (2.45)$$

$$C = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad [1] \quad (2.46)$$

kde

k je součinitel prostupu tepla [$W/(m^2 \cdot K)$],

S_e je ekvivalentní teplosměnná plocha výměníku [m^2],

\dot{C}_1 je tepelná kapacita slabšího proudu [W/K],

\dot{C}_2 je tepelná kapacita silnějšího proudu [W/K].

Jestliže $\dot{C}_1 = \dot{C}_{min} = \dot{C}_{promíchané}$ a $\dot{C}_2 = \dot{C}_{max} = \dot{C}_{nepromíchané}$

$$\psi_1 = 1 - e^{-(A \cdot C)} \quad [1] \quad (2.47)$$

$$\Phi = 1 - e^{-\left(\frac{\psi_1}{C}\right)} \quad [1] \quad (2.48)$$

Jestliže $\dot{C}_1 = \dot{C}_{min} = \dot{C}_{nepromíchané}$ a $\dot{C}_2 = \dot{C}_{max} = \dot{C}_{promíchané}$

$$\psi_2 = 1 - e^{-A} \quad [1] \quad (2.49)$$

$$\Phi = \frac{1 - e^{-\left(\frac{\psi_2}{C}\right)}}{C} \quad [1] \quad (2.50)$$

kde

$\psi_{1,2}$ je lineární ztrátový součinitel [1].

Předchozí odstavce čerpány z [2 a 8].

3 VYTÁPĚCÍ JEDNOTKA

3.1 Konstrukce jednotky

Pro měření byla zvolena komerčně vyráběná vytápěcí jednotka s obchodním názvem **Sahara MAXX** (obr. 7) firmy GEA LVZ a. s. z Liberce. Jednotky Sahara jsou určeny pro úpravu vzduchu v průmyslových objektech a jsou vyráběny již několik desetiletí, v posledních letech pak prodělaly rozsáhlou modernizaci, která se projevila nejen příviskem „MAXX“ v názvu, ale především změnou konstrukce, montážní technologie při výrobě, rozšířením množství výkonových variant a příslušenství, i celkovou změnou designu.



Obr. 7 Vytápěcí jednotka Sahara MAXX první konstrukční velikosti pro nástěnnou montáž, vybavená výměníkem voda/vzduch a manuálně ovládanou sekundární výdechovou žaluzií

Tyto inovované jednotky se tak vyrábí v pěti konstrukčních velikostech, s jedno, dvou a tří rychlostním axiálním nebo diagonálním ventilátorem, s čtyřmi výkonovými řadami výměníků na topné médium voda, se třemi výkonovými řadami výměníků na topné médium pára, nebo s plynovým či elektrickým ohřívacem. Motorventilátor s integrovaným ochranným krytem sání je umístěn v sací dýze, a upevněn na skříní

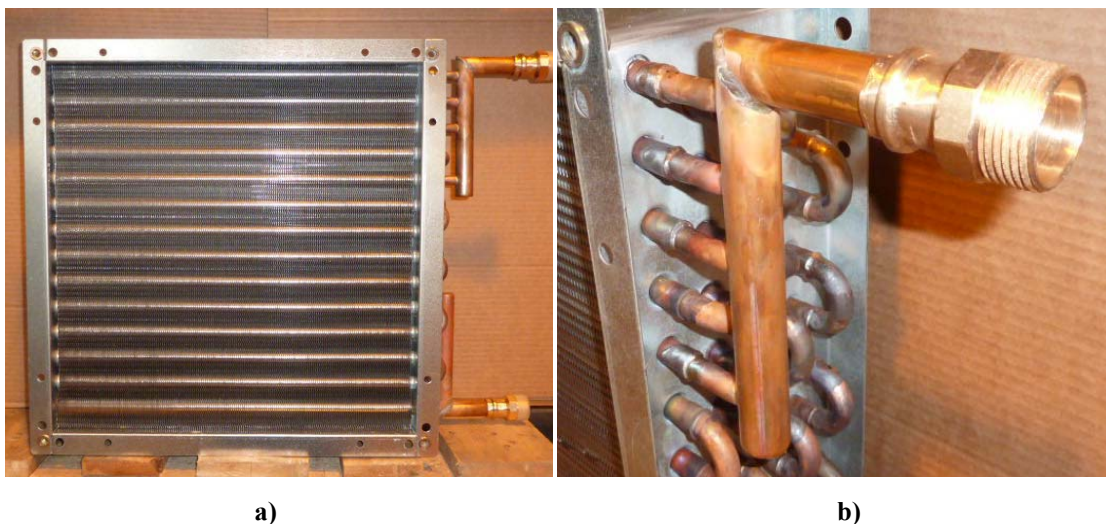
čtvercového průřezu. Skříň má stejný průřez jako výměník, a je s ním spojena čtyřmi šrouby v rozích čtverce. Výdechový otvor výměníku může být osazen různými typy výdechových žaluzií, dle konkrétní funkce každé jednotky.

Vedle těchto základních konstrukčních prvků existuje velká řada dalšího modulového příslušenství, umožňující sestavit ucelený vzduchotechnický systém, umožňující sání, výdech, filtraci, ohřev, chlazení, směšování vzduchu, i zpětné získávání (rekuperaci) tepla v průmyslových provozech, včetně různých způsobů upevnění všech zařízení na stěny, stropy či střechy budov. V nabídce jsou i jednotky a příslušenství s možností úpravy pro provoz v prostředí s nebezpečím výbuchu, s možností volby barevného odstínu na přání nebo v nerezovém provedení.

Pro tuto práci byla zvolena jednotka první (nejmenší) konstrukční velikosti, v konfiguraci s třírychlostním axiálním motorventilátorem a s výměníky typu voda/vzduch ve všech čtyřech výkonových řadách. Jednotka nebyla osazena výdechovou žaluzií. Čerpáno z [10].

3.2 Konstrukce výměníku

Výměník typu voda/vzduch (obr. 8) sestává ze vzduchotechnického kanálu, čtvercového průřezu o rozměrech 450×450 mm, topného registru a potrubí. Kanál výměníku je vyroben z ocelového pozinkovaného plechu a má jednotnou šířku 150 mm u všech výkonových a konstrukčních velikostí, bez ohledu na počet řad trubek.



Obr. 8 a) výměník voda/vzduch, b) detail hrdla výměníku se čtyřmi řadami trubek a koleny

V tomto kanálu je umístěn topný registr výměníku, sestávající z lamel z duralového plechu, jimiž prochází dle konstrukčního provedení jedna, dvě, tři nebo

čtyři řady měděných trubek, v šachovnicovém uspořádání, přičemž vratná kolena trubek jsou mimo vzduchotechnický kanál (obr. 8b). To přináší komplikace s vnější mechanickou ochranou trubek a estetickým zakrytím, ale přispívá k dobrému proudění vzduchu v kanálu, který tak není zúžen více, než je nutné.

Při výrobě výměníků jsou lamely navlékány na řady trubek tak, že každou lamelou prochází všechny trubky. Po navlečení určeného počtu lamel jsou na volné konce trubek napájena kolínka (obr. 8b), a rozváděcí trubky s přípojovacími hrdly, ze kterých vychází i propojení trubek ve výměníku, čímž je současně dán i počet vodních cest výměníku.

Po zapájení je každý výměník zkoušen na požadovaný přetlak, a současně je přetlakem v trubkách dosaženo jejich plastické deformace k vytvoření pevného mechanického kontaktu mezi lamelami a trubkami, pro eliminaci přechodového odporu na styku lamel s trubkami, a tím k zajištění dobré tepelné vodivosti celého registru.

Pro další výpočty byla změřena geometrie měřených výměníků a jejich ostatní potřebné parametry (tab. 5).

Tab. 5 Výpočtové geometrie a parametry výměníků

Veličina	Označení	Jednotka
plný průřez výdechového otvoru	S_0	$[m^2]$
redukovaný průřez výdechového otvoru	S_z	$[m^2]$
vnitřní průměr trubky	D_0	$[m]$
průměr na styku trubky s lamelou	D_1	$[m]$
vnější průměr trubky	D_2	$[m]$
délka trubky	L_{tr}	$[m]$
vzdálenost trubek v řadě	s_1	$[m]$
vzdálenost řad trubek	s_2	$[m]$
tloušťka lamely	δ_r	$[m]$
vzdálenost lamel	m	$[m]$
počet lamel ve výměníku	n_r	$[1]$
počet trubek ve výměníku	n_{tr}	$[1]$
počet vodních cest ve výměníku	n_{vc}	$[1]$

4 EXPERIMENT

4.1 Cíl

Cílem této práce bylo ověřit výkonové charakteristiky průmyslové vytápěcí jednotky s obchodním názvem *Sahara MAXX*, zvolena byla jednotka první konstrukční velikosti, v konfiguraci s třístupňovým axiálním motorventilátorem, a s výměníky typu voda/vzduch ve čtyřech výkonových řadách, bez výdechové žaluzie.

4.2 Úkoly

Pro dosažení stanoveného cíle, musely být splněny tyto úkoly:

- Metodika návrhu výměníků tepla.
- Návrh a příprava experimentu pro měření tepelného výkonu jednotek Sahara.
- Měření výkonových charakteristik jednotek Sahara.
- Teoretický výpočet tepelného výkonu jednotek Sahara.
- Porovnání naměřených a vypočtených hodnot, diskuse výsledků.

4.3 Varianty vytápěcí jednotky

Před měřením bylo zvoleno několik kombinací teplotních spádů topné vody, což v kombinaci s počtem typů výměníků a počtem otáček ventilátoru teoreticky vytvořilo množství možných variant pro měření. V praxi však bylo nutno vzít v úvahu výkonové a provozní možnosti zdroje topné vody, které nedovolily dosažení všech plánovaných teplotních spádů a teplotních rozmezí topné vody, což bylo ověřeno praktickým pokusem. Proto bylo výsledně měřeno celkem 17 různých variant kombinací dle tab. 6. Tyto varianty jsou dále pod těmito čísly zmiňovány v další části práce.

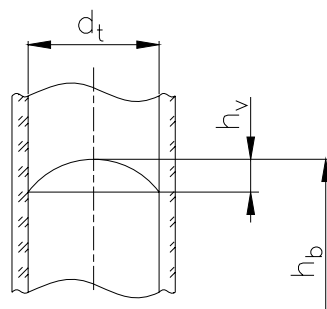
Tab. 6 Přehled měřených variant

číslo měření - varianta	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
řady trubek ve výměníku	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3	4	4	4
stupeň otáček ventilátoru	1	2	2	3	1	1	1	2	3	1	1	2	2	3	1	2	3
vstupní teplota vody [°C]	70	70	60	65	70	60	55	55	55	70	65	60	50	60	65	50	55
výstupní teplota vody [°C]	60	60	50	55	50	50	45	45	45	55	50	45	40	45	45	40	40

4.4 Měření

4.4.1 Určení stavových veličin vzduchu

Při měření každé varianty byly v laboratoři určeny stavové veličiny vzduchu. Teplota vzduchu t_l a relativní vlhkost vzduchu φ byly odečteny přímo z teploměru a vlhkoměru. Určení barometrického tlaku p_b bylo provedeno nepřímo, výpočtem. Nejprve byla na rtuťovém tlakoměru odečtena hodnota výšky rtuťového sloupce h_b a výška vrchlíku h_v (obr. 9).



Obr. 9 Znárodnění rtuťového sloupce při měření barometrického tlaku [11]

Oprava na kapilaritu h_1 , která respektuje výšku vrchlíku h_v , byla provedena dle hodnot v tab. 7, oprava na teplotu h_2 , která respektuje změnu objemu rtuti a změnu délky mosazného měřítka stupnice v závislosti na teplotě, byla vypočtena dle vztahu

$$h_2 = 0,000163 \cdot t_b (h_b - h_v + h_1) \text{ [mm]} \quad (4.1)$$

Tab. 7 Hodnoty pro opravu na kapilaritu rtuti h_1 pro průměr trubice $d_t = 8 \text{ mm}$ [11]

h_v [mm]	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8
h_1 [mm]	0,13	0,27	0,39	0,49	0,59	0,68	0,76	0,82	0,87

Skutečná výška rtuťového sloupce pak je

$$h_{bsk} = h_b - h_v + h_1 + h_2 \text{ [mm]} \quad (4.2)$$

Barometrický tlak je dán vztahem

$$p_b = 133,322 \cdot h_{bsk} \text{ [Pa]} \quad (4.3)$$

Parciální tlak vodních par je dán vztahem

$$p_v'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_l}\right)} \text{ [Pa]} \quad (4.4)$$

Množství vodních par x ve vzduchu se pak určí ze vztahu

$$x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_v''}{p_b + \varphi \cdot p_v''} \text{ [kg}_{H_2O}/\text{kg}_{sv}] \quad (4.5)$$

Entalpie vzduchu na sání

$$i'_l = c_{pl} \cdot t'_l + x(l_w + c_{pp} \cdot t'_l) \quad [\text{J}/\text{kg}_{sv}] \quad (4.6)$$

kde

c_{pl} je měrná tepelná kapacita vzduchu $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$,

l_w je měrné skupenské teplo výparné vody $[\text{J}/\text{kg}]$,

c_{pp} je měrná tepelná kapacita vodní páry $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$.

Čerpáno z [11].

4.4.2 Měření rychlosti a teploty

Měření rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu bylo prováděno pomocí žhaveného anemometru TESTO 425, s digitálním displejem (obr. 10).

Principem každého žhaveného anemometru je měření nepřímou metodou. Žhavený drátek čidla anemometru je ochlazován proudící tekutinou a tyto ztráty jsou úměrné rychlosti proudění. [12]



Obr. 10 Digitální anemometr TESTO 425

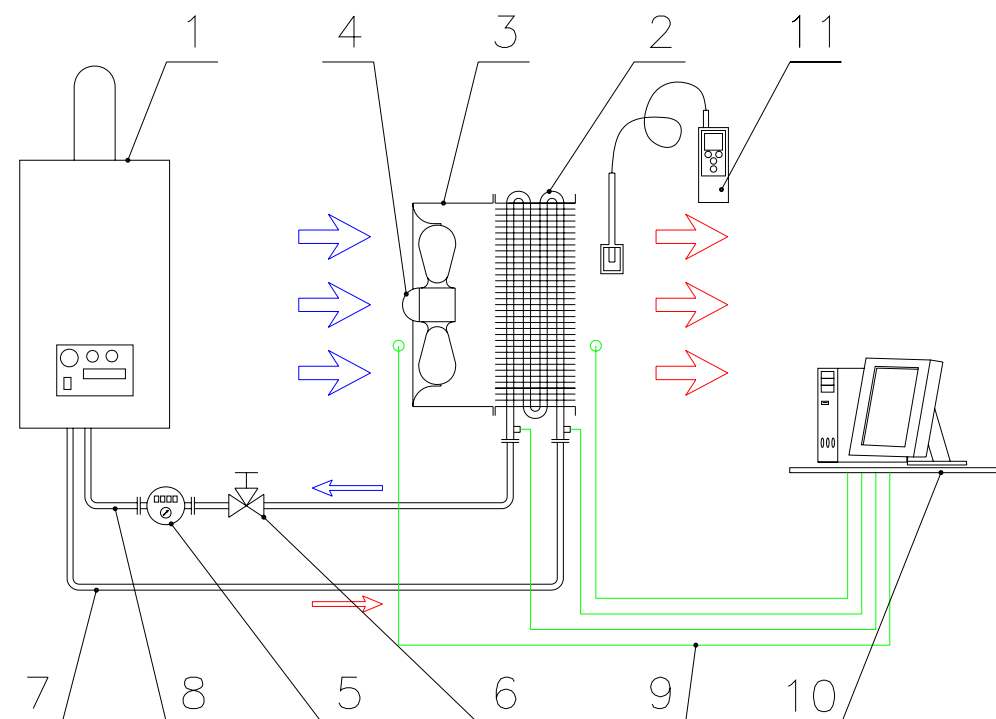
Měření teplot topné vody bylo prováděno pomocí termoelektrických teploměrů – termočlánků, a vyhodnocováno zařízením ADAM spojeným s PC.

Nejdůležitější částí každého termoelektrického teploměru je čidlo složené ze dvou kovů. Na koncích spojení těchto kovů působí rozdíl teplot elektromotorické napětí (Seebeckův jev), přičemž jeden z konců je srovnávací, a musí být udržován na známé konstantní teplotě. [13]

4.4.3 Příprava jednotky k měření

Před měřením byl každý výměník namontován na plechovou skříň s axiálním motorventilátorem, vybavenou i třístupňovou regulací otáček ventilátoru. Skříň byla na styčných plochách s výměníkem opatřena těsněním, k zamezení úniků vzduchu mimo výměník.

Na hrdla výměníku pro připojení topné a výstupní vody byla (co nejblíže registru) upevněna čidla termoelektrických teploměrů, a to pomocí kovových stahovacích spon, k měření teploty vstupní a výstupní vody. V ideálním případě by tato čidla měla být umístěna přímo uvnitř potrubí v proudu vody, ale vzhledem k velmi dobré tepelné vodivosti mědi, ze které jsou hrdla i všechny ostatní trubky výměníku vyrobeny, bylo i toto řešení považováno za dostačující. Jako opatření ke zmenšení tepelných ztrát v místě upevnění čidel do vnějšího prostředí byly pak přívodní trubky výměníku i s čidly tepelně zaizolovány.



Obr. 11 Schéma experimentu: 1) plynový kotel, 2) výměník, 3) skříň s regulací otáček ventilátoru, 4) axiální motorventilátor, 5) průtokoměr vody, 6) regulační ventil, 7) přívodní potrubí, 8) vratné potrubí, 9) termoelektrické teploměry, 10) PC se zařízením ADAM, 11) anemometr s čidlem

Připojené termoelektrické teploměry byly dále vyvedeny do zařízení ADAM, spojeným s PC se software Advantech Genie, umožňující sledování aktuálních hodnot

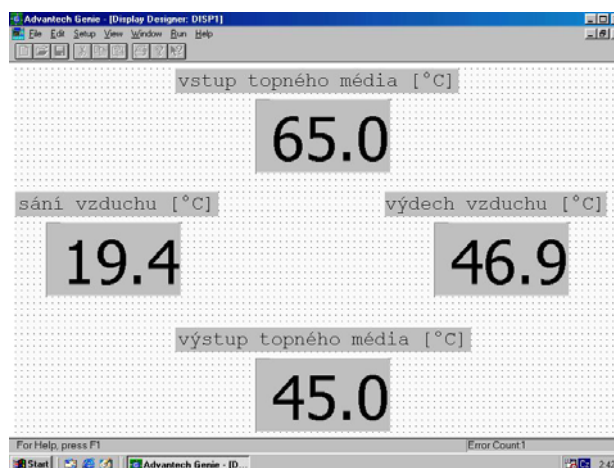
teploty vstupní a výstupní vody na monitoru (obr. 12). Další dva termoelektrické teploměry byly pak použity i k měření teplot vstupního a výstupního vzduchu, ale vzhledem k nestejnomořnému rozložení teplot vzduchu v prostoru sacího a výdechového profilu výměníku byly jejich hodnoty brány pouze jako informativní.

Dále byla hrdla výměníku propojena pomocí hadic o délce cca 3m s v laboratoři instalovaným topným kompletem, sestávajícím ze závěsného plynového kotle Viessmann Vitodens 200, průtokového měřidla, teploměrů, uzavíracích a regulačních armatur. Celý takto vzniklý topný okruh (obr. 11) byl následně napuštěn vodou na provozní tlak kotle a odvzdušněn.

Poté již bylo možno přistoupit ke spuštění soustavy.

4.4.4 Nastavení provozních teplot

Po spuštění plynového kotle a nastavení požadované teploty topné vody na displeji řídicího systému kotle, a spuštění ventilátoru vhánějícího vzduch do výměníku, bylo třeba několik minut počkat, až teplota topné vody dosáhne nastavené hodnoty, a až dojde k ustálení provozních parametrů v celém topném okruhu, přičemž aktuální hodnoty teplot byly sledovány na monitoru připojeného PC (obr. 12).

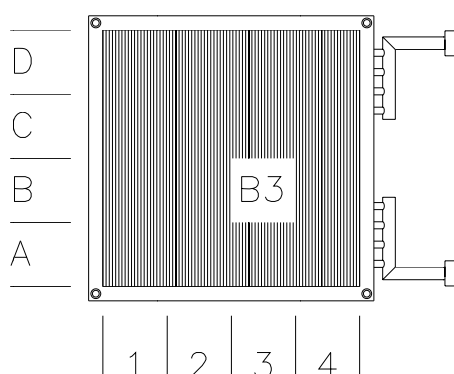


Obr. 12 Zobrazení vstupních a výstupních teplot vody a vzduchu v software Advantech Genie

Vzhledem k plynulé regulaci plynového kotle nedocházelo k znatelným výkyvům teploty topné vody. Po ustálení teplot bylo pak ještě nutno nastavit teplotu výstupní vody, k dosažení potřebného teplotního spádu, a to škrcením kohoutu na zpětném potrubí před vstupem do kotle. Poté bylo zapotřebí opět několik minut počkat na ustálení teplot v celém okruhu, případně dále doregulovat k požadované teplotě.

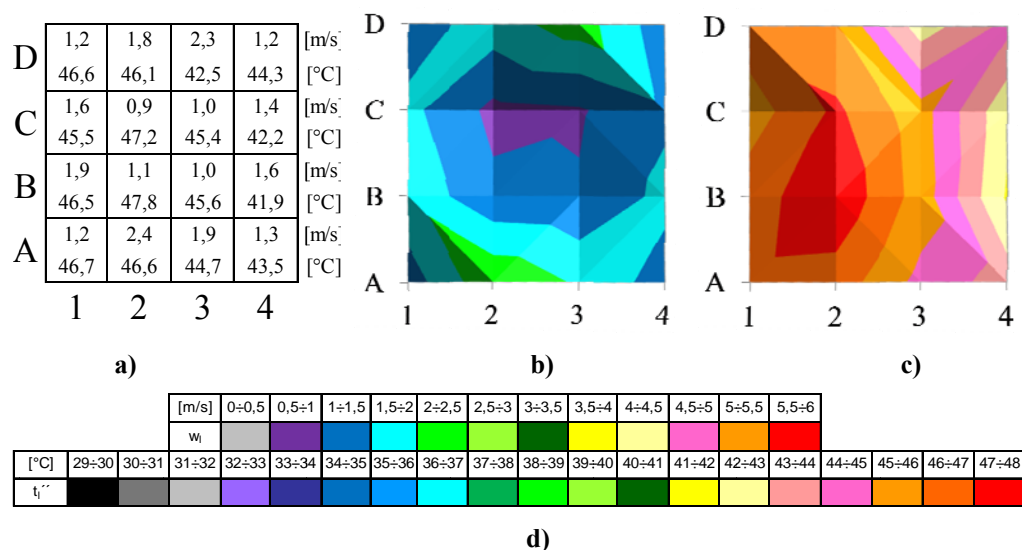
4.4.5 Rychlostní a teplotní profil

Výdechový otvor výměníku byl hypoteticky rozdělen na 4 úseky na výšku, označených dále A až D, i na šířku, označených dále 1 až 4, s počátkem v levém dolním rohu, čímž vzniklo 16 čtverců (obr. 13), ve kterých byly hodnoty teploty a rychlosti výdechového vzduchu samostatně měřeny.



Obr. 13 Rozdělení výdechového průřezu výměníku, s příkladem označení vybraného čtverce

Měřicí čidlo anemometru bylo při měření umístěno vždy doprostřed každého z těchto 16ti čtverců, v úrovni zakončení obvodového rámečku výměníku. Použitý přístroj TESTO 425 (obr. 10) byl vybaven funkcí pro měření v určitém zvoleném čase se zprůměrováním naměřených hodnot, což dovolilo nejen odečíst současně naměřené hodnoty teploty i rychlosti při jednom měření, ale jistě přispělo i k zpřesnění naměřených hodnot. Na obr. 14 jsou zobrazeny naměřené hodnoty rychlostí a teplot, rychlostní a teplotní profily pro variantu č. 10.



Obr. 14 Varianta č. 10: a) naměřené hodnoty rychlostí a teplot, b) znázornění rychlostního profilu, c) znázornění teplotního profilu, d) porovnávací stupnice rychlostí a teplot

Po odměření celého výměníku při konkrétních nastavených parametrech byly tyto parametry změněny na jiné, a to buď změnou otáček ventilátoru, nebo změnou nastavení teploty topné a výstupní vody, případně výměnou celého výměníku za jiný, vše opět s výše popsanými postupy a časovými prodlevami, nutnými k stabilizaci teplot v celém okruhu.

4.5 Výpočet

Dle teploty, relativní vlhkosti a barometrického tlaku pro každou měřenou konfiguraci vytápěcí jednotky byly určeny výpočtové veličiny (tab. 8).

Tab. 8 Výpočtové veličiny[13]

Veličina	Označení	Jednotka
hustota vzduchu	ρ_l	[kg/m ³]
hustota vody	ρ_w	[kg/m ³]
měrná tepelná kapacita vody	c_{pw}	[J/(kg·K)]
měrná tepelná kapacita vodní páry	c_{pp}	[J/(kg·K)]
měrná tepelná kapacita vzduchu	c_{pl}	[J/(kg·K)]
měrné skupenské výparné teplo vody	l_w	[J/kg]
kinematická viskozita vody	ν_w	[m ² /s]
kinematická viskozita vzduchu	ν_l	[m ² /s]
tepelná vodivost vzduchu	λ_l	[W/(m·K)]
tepelná vodivost vody	λ_w	[W/(m·K)]
tepelná vodivost mědi	λ_{Cu}	[W/(m·K)]
tepelná vodivost hliníku	λ_{Al}	[W/(m·K)]
teplota topné vody	t_w'	[°C]
teplota výstupní vody	t_w''	[°C]
objemový průtok vody	V_w	[l/min]
teplota vzduchu na sání	t_l'	[°C]
relativní vlhkost vzduchu	φ	[%]
výška rtuťového sloupce	h_b	[mm]
výška vrchlíku rtuťového sloupce	h_v	[mm]

4.5.1 Postup při výpočtu výměníku

Strana vody:

Hmotnostní průtok vody

$$\dot{m}_w = \dot{V}_w \cdot \rho_w \quad [kg/s] \quad (4.7)$$

Rychlost proudění vody

$$w_w = \frac{4 \cdot \dot{V}_w}{\pi \cdot D_0^2 \cdot n_{vc}} \quad [m/s] \quad (4.8)$$

Reynoldsovo číslo proudění vody dle (2.28)

$$Re_w = \frac{w_w \cdot D_0}{\nu_w} \quad [1] \quad (4.9)$$

Prandtlovo číslo proudění vody dle tab. 1

$$Pr_w = \frac{\rho_w \cdot c_w \cdot \nu_w}{\lambda_w} \quad [1] \quad (4.10)$$

Nuseltovo číslo proudění vody dle (2.31)

$$Nu_w = 0,015 \cdot Re_w^{c_3} \cdot Pr_w^{c_4} \quad [1] \quad (4.11)$$

Součinitel přestupu tepla z vody do trubky

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{D_0} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (4.12)$$

Vnitřní plocha trubek

$$S_w = \pi \cdot D_0 \cdot L_{tr} \cdot n_{tr} \quad [m^2] \quad (4.13)$$

Tepelný odpor přestupu tepla z vody do trubky

$$R_w = \frac{1}{S_w \cdot \alpha_w} \quad [K/W] \quad (4.14)$$

Výkon výměníku z naměřených veličin na straně vody

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} (t'_w - t''_w) \quad [W] \quad (4.15)$$

Strana vzduchu:

Průměrná střední rychlost vzduchu na výdechu se vypočte z hodnot naměřených v každém z 16ti jednotlivých čtverců průřezu (obr. 13)

$$w_l = \frac{\sum w_{A1;D4}}{16} \quad [m/s] \quad (4.16)$$

Objemový průtok vzduchu

$$\dot{V}_l = S_0 \cdot w_l \quad [m^3/s] \quad (4.17)$$

Hmotnostní průtok vzduchu

$$\dot{m}_l = \dot{V}_l \cdot \rho_l \text{ [kg/s]} \quad (4.18)$$

Entalpie vzduchu na výdechu

$$i_l'' = c_{pl} \cdot t_l'' + x(l_w + c_{pp} \cdot t_l'') \text{ [J/kg}_{sv}] \quad (4.19)$$

Rozdíl entalpií vzduchu na sání a výdechu

$$\Delta i_l = i_l'' - i_l' \text{ [J/kg}_{sv}] \quad (4.20)$$

Průměrná teplota vzduchu na výdechu

$$t_l'' = t_l' + \frac{\sum \Delta i_l}{\dot{m}_l + c_{pl}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.21)$$

Výkon výměníku na straně vzduchu

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l \cdot c_{pl}(t_l'' - t_l') \text{ [W]} \quad (4.22)$$

Plocha žebér jedné trubky

$$S_r = n_r \left(2 \cdot s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot D_2^2}{2} \right) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.23)$$

Plocha mezi žebry jedné trubky

$$S_m = \pi \cdot D_2 \cdot m \cdot n_r \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.24)$$

Ekvivalentní průměr žebra

$$D_e = \frac{S_m \cdot D_2 + S_r \sqrt{\frac{S_r}{2 \cdot n_r}}}{S_r + S_m} \text{ [m]} \quad (4.25)$$

Ekvivalentní plocha žebrování

$$S_e = \pi \frac{D_e^2}{2} n_r \cdot n_t \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.26)$$

Hydraulický průměr žebér

$$D_h = \frac{2[(s_1 - D_2)(m + \delta_r) - \delta_r(D_e - D_2)]}{D_e - D_2 + m} \text{ [m]} \quad (4.27)$$

Úhlopříčná vzdálenost trubek v šachovnicovém uspořádání (obr. 5) dle (2.35)

$$s = \sqrt{0,25 \cdot s_1^2 + s_2^2} \text{ [m]} \quad (4.28)$$

Reynoldsovo číslo proudění vzduchu dle (2.28)

$$Re_l = \frac{w_l \cdot S_0 \cdot D_e}{S_z \cdot \nu_l} \text{ [1]} \quad (4.29)$$

Prandtlovo číslo proudění vzduchu dle tab. 1

$$Pr_l = \frac{\rho_l \cdot c_l \cdot \nu_l}{\lambda_l} \text{ [1]} \quad (4.30)$$

Nuseltovo číslo proudění vzduchu určíme ze vztahu dle (2.36)

$$Nu_l = \frac{X \cdot Y \cdot Re_l^u \cdot Pr_l^{0,67}}{\left(\frac{s - D_2}{D_2}\right)^{0,2} \left(\frac{s - D_2}{m} + 1\right)^{0,2}} [1] \quad (4.31)$$

Součinitel přestupu tepla do žebrování

$$\alpha_l = \frac{Nu_l \cdot \lambda_l}{D_e} [W/(m^2 \cdot K)] \quad (4.32)$$

Tepelný odpor přestupu tepla z žebrování do vzduchu

$$R_l = \frac{1}{S_e \cdot \alpha_l} [K/W] \quad (4.33)$$

Celý výměník:

Odpor vedení tepla stěnou trubky

$$R_{tr} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} [K/W] \quad (4.34)$$

Celkový odpor prostupu tepla

$$R_{celk} = R_w + R_{tr} + R_l [K/W] \quad (4.35)$$

Výpočet provozních charakteristik dle (2.40), (2.45) a (2.46)

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot c_p [W/K] \quad (4.36)$$

$$C = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} [1] \quad \text{s podmínkou} \quad 0 < C \leq 1 \quad (4.37)$$

$$A = \frac{k \cdot S_e}{\dot{C}_1} = \frac{1}{R_{celk} \cdot \dot{C}_1} [1] \quad (4.38)$$

Pro $\dot{C}_1 = \dot{C}_{min} = \dot{C}_{promíchané}$, $\dot{C}_2 = \dot{C}_{max} = \dot{C}_{nepromíchané}$
bude ztrátový součinitel dle (2.47)

$$\psi_1 = 1 - e^{-(A \cdot C)} [1] \quad (4.39)$$

a účinnost výměníku dle (2.48)

$$\Phi = 1 - e^{-\left(\frac{\psi_1}{C}\right)} [1] \quad (4.40)$$

Pro $\dot{C}_1 = \dot{C}_{min} = \dot{C}_{nepromíchané}$ a $\dot{C}_2 = \dot{C}_{max} = \dot{C}_{promíchané}$
bude ztrátový součinitel dle (2.49)

$$\psi_2 = 1 - e^{-A} [1] \quad (4.41)$$

a účinnost výměníku dle (2.50)

$$\Phi = \frac{1 - e^{-\left(\frac{\psi_2}{C}\right)}}{C} \quad [1] \quad (4.42)$$

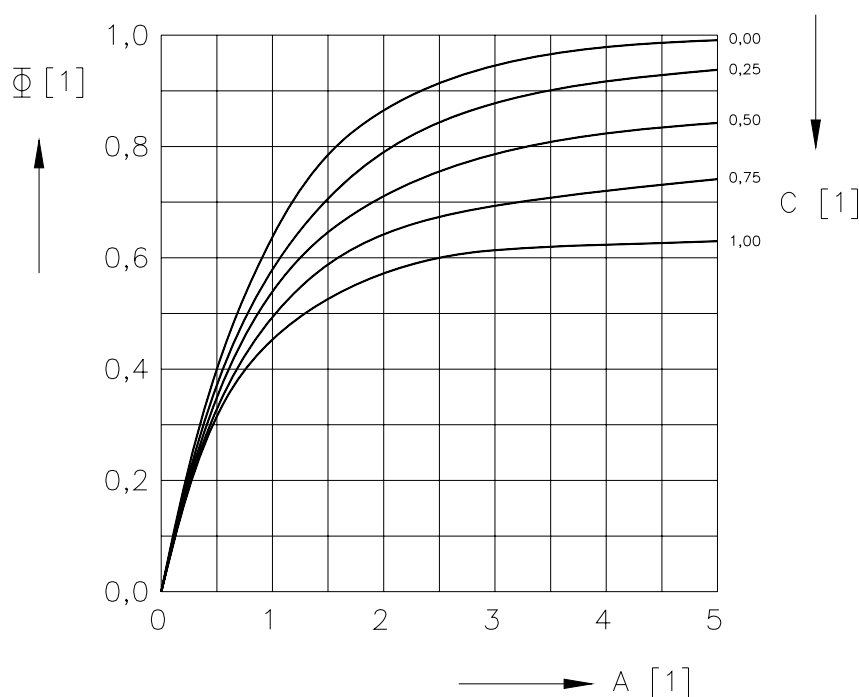
Teoretický maximální výkon výměníku dle (2.41)

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_1(t'_w - t'_l) \quad [W] \quad (4.43)$$

Účinnost výměníku z naměřených veličin dle (2.43)

$$\Phi = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{max}} \quad [1] \quad (4.44)$$

Po provedení výpočtů budou výsledky účinnosti jednotlivých variant výměníků Φ a tepelných charakteristik A zaneseny do grafů dle obr. 15, kde jsou zobrazeny průtokové charakteristiky C pro výměník s křížovým proudem, s jednou promíchávanou a jednou nepromíchávanou tekutinou.



Obr. 15 Graf účinností výměníků s promíchávanými a nepromíchávanými tekutinami [2]

4.5.2 Příklad výpočtu výměníku

Pro praktický příklad postupu výpočtu výměníku byla zvolena varianta č. 10, pro kterou jsou parametry veličin a geometrie uvedeny na obr. 14a, a v tab. 9 a 10.

Tab. 9 Výpočtové rozměry geometrie pro variantu č. 10

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
plný průřez výdechového otvoru	A_0	0,2025	[m ²]
redukovaný průřez výdechového otvoru	A_z	0,1134	[m ²]
vnitřní průměr trubky	D_0	0,0115	[m]
průměr na styku trubky a lamel	D_1	0,0125	[m]
vnější průměr trubky	D_2	0,0128	[m]
délka trubky	L_{tr}	0,45	[m]
vzdálenost trubek v řadě	s_1	0,032	[m]
vzdálenost řad trubek	s_2	0,028	[m]
tloušťka lamel	δ_r	0,00015	[m]
vzdálenost lamel	m	0,0024	[m]
počet lamel ve výměníku	n_r	177	[1]
počet trubek ve výměníku	n_{tr}	40	[1]
počet vodních cest ve výměníku	n_{vc}	7	[1]

Tab. 10 Výpočtové veličiny pro variantu č. 10 [13]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
hustota vzduchu	ρ_l	1,11	[kg/m ³]
hustota vody	ρ_w	985	[kg/m ³]
měrná tepelná kapacita vody	c_{pw}	4 180	[J/(kg·K)]
měrná tepelná kapacita vodní páry	c_{pp}	1 840	[J/(kg·K)]
měrná tepelná kapacita vzduchu	c_{pl}	1 012	[J/(kg·K)]
měrné skupenské výparné teplo vody	l_w	2 257 000	[J/kg]
kinematická viskozita vody	ν_w	$4,39 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
kinematická viskozita vzduchu	ν_l	$1,63 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
tepelná vodivost vzduchu	λ_l	0,0262	[W/(m·K)]
tepelná vodivost vody	λ_w	0,606	[W/(m·K)]
tepelná vodivost mědi	λ_{Cu}	386	[W/(m·K)]
tepelná vodivost hliníku	λ_{Al}	237	[W/(m·K)]
teplota topné vody	t_w'	70	[°C]
teplota výstupní vody	t_w''	55	[°C]
objemový průtok vody	V_w	8,33	[l/min]
teplota vzduchu na sání	t_l'	24	[°C]
relativní vlhkost vzduchu	φ	34	[%]
výška rtuťového sloupce	h_b	736,6	[mm]
výška vrchlíku rtuťového sloupce	h_v	1,4	[mm]

Strana vody:

Hmotnostní průtok vody dle (4.7)

$$\dot{m}_w = \dot{V}_w \cdot \rho_w = 1,388 \cdot 10^{-4} \cdot 985 = 0,137 \text{ [kg/s]} \quad (4.45)$$

Rychlost proudění vody dle (4.8)

$$w_w = \frac{4 \cdot \dot{V}_w}{\pi \cdot D_0^2 \cdot n_{vc}} = \frac{4 \cdot 1,388 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0115^2 \cdot 7} = 0,191 \text{ [m/s]} \quad (4.46)$$

Reynoldsovo číslo proudění vody dle (4.9)

$$Re_w = \frac{w_w \cdot D_0}{\nu_w} = \frac{0,191 \cdot 0,0115}{5,5 \cdot 10^{-7}} = 3\,994 \text{ [1]} \quad (4.47)$$

Prandtlovo číslo proudění vody dle (4.10)

$$Pr_w = \frac{\rho_w \cdot c_w \cdot \nu_w}{\lambda_w} = \frac{985 \cdot 3\,994 \cdot 5,5 \cdot 10^{-7}}{0,606} = 3,734 \text{ [1]} \quad (4.48)$$

Nuseltovo číslo proudění vody dle (4.11)

$$Nu_w = 0,015 \cdot Re_w^{c_3} \cdot Pr_w^{c_4} = 0,015 \cdot 3\,994^{0,83} \cdot 3,734^{0,42} = 25,44 \text{ [1]} \quad (4.49)$$

Součinitel přestupu tepla z vody do trubky dle (4.12)

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{D_0} = \frac{25,44 \cdot 0,606}{0,0115} = 1\,341 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (4.50)$$

Vnitřní plocha trubek dle (4.13)

$$S_w = \pi \cdot D_0 \cdot L_{tr} \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0115 \cdot 0,45 \cdot 40 = 0,65 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.51)$$

Tepelný odpor přestupu tepla z vody do trubky dle (4.14)

$$R_w = \frac{1}{S_w \cdot \alpha_w} = \frac{1}{0,65 \cdot 1\,341} = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ [K/W]} \quad (4.52)$$

Výkon výměníku z naměřených veličin na straně vody dle (4.15)

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} (t'_1 - t''_1) = 0,137 \cdot 4\,180 (70 - 55) = 8\,590 \text{ [W]} \quad (4.53)$$

Strana vzduchu:

$$\text{Oprava na kapilaritu odečtena dle tab. 8} \quad h_1 = 0,76 \text{ [mm]} \quad (4.54)$$

Oprava na teplotu dle (4.1)

$$\begin{aligned} h_2 &= 0,000163 \cdot t'_l (h_b - h_v + h_1) = \\ &= 0,000163 \cdot 24 (736,6 - 1,4 + 0,76) = 2,88 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (4.55)$$

Skutečná výška rtuťového sloupce dle (4.2)

$$h_{bsk} = h_b - h_v + h_1 + h_2 = 736,6 - 1,4 + 2,88 + 0,76 = 738,84 \text{ [mm]} \quad (4.56)$$

Barometrický tlak dle (4.3)

$$p_b = 133,322 \cdot h_{bsk} = 133,322 \cdot 738,84 = 98\,504 \text{ [Pa]} \quad (4.57)$$

Parciální tlak vodních par dle (4.4)

$$p_v'' = e^{\left(23,58 - \frac{4\,044,2}{235,6 + t_l}\right)} = e^{\left(23,58 - \frac{4\,044,2}{235,6 + 24}\right)} = 2\,985 \text{ [Pa]} \quad (4.58)$$

Množství vodních par ve vzduchu dle (4.5)

$$\begin{aligned} x &= 0,622 \frac{\varphi \cdot p_v''}{p_{bsk} + \varphi \cdot p_v''} = \\ &= 0,622 \frac{0,34 \cdot 2\,985}{98\,504 + 0,34 \cdot 2\,985} = 0,0063 \text{ [kg}_{H_2O}\text{/kg}_{sv}] \end{aligned} \quad (4.59)$$

Entalpie vzduchu na sání dle (4.6)

$$\begin{aligned} i_l' &= c_{pl} \cdot t_l' + x(l_w + c_{pp} \cdot t_l') = \\ &= 1\,012 \cdot 24 + 0,0063(2\,257\,000 + 1\,840 \cdot 24) = 38\,785 \text{ [J/kg}_{sv}] \end{aligned} \quad (4.60)$$

Průměrná střední rychlost vzduchu dle (4.16)

$$w_l = \frac{\sum(w_{A1}; w_{D4})}{16} = \frac{1,2 + 2,4 + \dots + 2,3 + 1,2}{16} = 1,49 \text{ [m/s]} \quad (4.61)$$

Objemový průtok vzduchu dle (4.17)

$$\dot{V}_l = S_0 \cdot w_l = 0,2025 \cdot 1,49 = 0,302 \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (4.62)$$

Hmotnostní průtok vzduchu dle (4.18)

$$\dot{m}_l = \dot{V}_l \cdot \rho_l = 0,302 \cdot 1,11 = 0,338 \text{ [kg/s]} \quad (4.63)$$

Dílčí entalpie vzduchu na výdechu dle (4.19), příklad výpočtu pro čtverec A1

$$\begin{aligned} i_{lA1}'' &= c_{pl} \cdot t_{lA1}'' + x(l_w + c_{pp} \cdot t_{lA1}'') = \\ &= 1\,012 \cdot 46,7 + 0,0063(2\,257\,000 + 1\,840 \cdot 46,7) = \mathbf{62\,021} \text{ [J/kg}_{sv}] \end{aligned} \quad (4.64)$$

Všechny dílčí hodnoty entalpií na výdechu vzduchu pro variantu č. 10 jsou uvedeny v tab. 11

Tab. 11 Hodnoty entalpií na výtlaku vzduchu pro variantu č. 10

D	61 918	61 373	57 688	59 564
C	60 793	62 533	60 724	57 415
B	61 850	63 147	60 861	57 073
A	62 021	61 884	59 974	58 779
	1	2	3	4

Rozdíl entalpií vzduchu na sání a výdechu bude (4.20), příklad výpočtu pro čtverec A1

$$\begin{aligned} \Delta i_{lA1} &= i_{lA1}'' - i_l' = 62\,021 - 38\,785 = \mathbf{23\,236} \text{ [J/kg}_{sv}] \\ &\sim 45 \sim \end{aligned} \quad (4.65)$$

Rozdíly entalpií vzduchu na sání a výdechu ve všech čtvercích pro variantu č. 10 jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Hodnoty entalpií na výtlačku vzduchu pro variantu č. 10

D	23 133	22 588	18 903	20 779
C	22 008	23 748	21 939	18 630
B	23 065	24 362	22 076	18 288
A	23 236	23 099	21 189	19 994
	1	2	3	4

Průměrná teplota na výdechu vzduchu dle (4.21)

$$t_l'' = t_l' + \frac{\sum(\Delta i_{lA1}; \Delta i_{lD4})}{\dot{m}_l + c_{pl}} =$$

$$= 24 + \frac{23\,236 + 23\,099 + \dots + 18\,903 + 20\,779}{0,338 \cdot 1012} = 45,9 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.66)$$

Výkon výměníku na straně vzduchu dle (4.22)

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l \cdot c_{pl}(t_l'' - t_l') = 0,338 \cdot 1\,012(45,9 - 24) = 7\,423 \text{ [W]} \quad (4.67)$$

Plocha žebér jedné trubky dle (4.23)

$$S_r = n_r \left(2 \cdot s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot D_2^2}{2} \right) =$$

$$= 177 \left(2 \cdot 0,032 \cdot 0,028 - \frac{\pi \cdot 0,0128^2}{2} \right) = 0,272 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.68)$$

Plocha mezi žebry jedné trubky dle (4.24)

$$S_m = \pi \cdot D_2 \cdot m \cdot n_r = \pi \cdot 0,0128 \cdot 0,0024 \cdot 177 = 0,0171 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.69)$$

Ekvivalentní průměr žebra dle (4.25)

$$D_e = \frac{S_m \cdot D_2 + S_r \sqrt{\frac{S_r}{2 \cdot n_r}}}{S_r + S_m} =$$

$$= \frac{0,0171 \cdot 0,0128 + 0,272 \sqrt{\frac{0,272}{2 \cdot 177}}}{0,272 + 0,0171} = 0,0268 \text{ [m]} \quad (4.70)$$

Ekvivalentní plocha žebrování dle (4.26)

$$S_e = \pi \frac{D_e^2}{2} n_r \cdot n_{tr} = \pi \frac{0,0268^2}{2} 177 \cdot 40 = 7,99 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.71)$$

Hydraulický průměr žebor dle (4.27)

$$D_h = \frac{2[(s_1 - D_2)(m + \delta_r) - \delta_r(D_e - D_2)]}{D_e - D_2 + m} = \frac{2[(0,032 - 0,0128)(0,0024 + 0,00015) - 0,00015(0,0268 - 0,0128)]}{0,0268 - 0,0128 + 0,0024} = 0,00571 \text{ [m]} \quad (4.72)$$

Úhlopříčná vzdálenost trubek v šachovnicovém uspořádání (obr. 5) dle (4.28)

$$s = \sqrt{0,25 \cdot s_1^2 + s_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 0,032^2 + 0,028^2} = 0,03225 \text{ [m]} \quad (4.73)$$

Reynoldsovo číslo na straně vzduchu dle (4.29)

$$Re_l = \frac{w_l \cdot S_0 \cdot D_e}{S_z \cdot \nu_l} = \frac{1,49 \cdot 0,2025 \cdot 0,0268}{0,1134 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5}} = 4\,375 \text{ [1]} \quad (4.74)$$

Prandtlovo číslo na straně vzduchu dle (4.30)

$$Pr_l = \frac{\rho_l \cdot c_l \cdot \nu_l}{\lambda_l} = \frac{1,11 \cdot 1\,012 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5}}{0,0262} = 0,699 \text{ [1]} \quad (4.75)$$

Nuseltovo číslo na straně vzduchu dle (4.31)

$$\text{protože } Re = 4\,375 < 1\,500 \frac{D_e}{D_h} = 1\,500 \frac{0,0268}{0,00571} = 7\,040,$$

$$\text{bude } X = 0,32; \quad Y = \left(1\,500 \frac{D_e}{D_h}\right)^{0,2}; \quad u = 0,55$$

$$Nu_l = \frac{X \cdot Y \cdot Re_l^u \cdot Pr_l^{0,67}}{\left(\frac{s - D_2}{D_2}\right)^{0,2} \left(\frac{s - D_2}{m} + 1\right)^{0,2}} = \frac{0,32 \left(1\,500 \frac{D_e}{D_h}\right)^{0,2} Re_l^{0,55} \cdot Pr_l^{0,67}}{\left(\frac{s - D_2}{D_2}\right)^{0,2} \left(\frac{s - D_2}{m} + 1\right)^{0,2}} = \frac{0,32 \left(1\,500 \frac{0,0268}{0,00571}\right)^{0,2} 4\,375^{0,55} \cdot 0,699^{0,67}}{\left(\frac{0,03225 - 0,0128}{0,0128}\right)^{0,2} \left(\frac{0,03225 - 0,0128}{0,0024} + 1\right)^{0,2}} = 87,92 \text{ [1]} \quad (4.76)$$

Součinitel přestupu tepla z žebrování do vzduchu dle (4.32)

$$\alpha_l = \frac{Nu_l \cdot \lambda_l}{D_e} = \frac{87,92 \cdot 0,0262}{0,0268} = 85,89 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (4.77)$$

Tepelný odpor přestupu tepla z žebrování do vzduchu dle (4.33)

$$R_l = \frac{1}{S_e \cdot \alpha_l} = \frac{1}{7,99 \cdot 85,89} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ [K/W]} \quad (4.78)$$

Celý výměník:

Odpor vedení tepla stěnou trubky dle (4.34)

$$R_{tr} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L_{TR} \cdot n_{TR}} \left(\frac{1}{\lambda_{AL}} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\lambda_{CU}} \ln \frac{D_1}{D_0} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 40} \left(\frac{1}{237} \ln \frac{0,0128}{0,0125} + \frac{1}{386} \ln \frac{0,0125}{0,0115} \right) = 2,8 \cdot 10^{-6} [K/W] \quad (4.79)$$

Celkový odpor prostupu tepla dle (4.35)

$$R_{celk} = R_w + R_{tr} + R_l =$$

$$= 1,15 \cdot 10^{-3} + 2,8 \cdot 10^{-6} + 1,46 \cdot 10^{-3} = 2,6 \cdot 10^{-3} [K/W] \quad (4.80)$$

Výpočet provozních charakteristik dle (4.36) až (4.38)

$$\dot{C}_1 = \dot{C}_{min} = \dot{m}_l \cdot c_{pl} = 0,338 \cdot 1\,011 = 341,7 [W/K] \quad (4.81)$$

$$\dot{C}_2 = \dot{C}_{max} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} = 0,137 \cdot 4\,180 = 572,7 [W/K] \quad (4.82)$$

$$C = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{341,7}{572,7} = 0,597 [1] \quad (4.83)$$

$$A = \frac{k \cdot S_e}{\dot{C}_1} = \frac{1}{R_{celk} \cdot \dot{C}_1} = \frac{1}{2,6 \cdot 10^{-3} \cdot 341,7} = 1,126 [1] \quad (4.84)$$

Ztrátový součinitel dle (4.39)

$$\psi_1 = 1 - e^{-(A \cdot C)} = 1 - e^{-(1,126 \cdot 0,597)} = 0,489 [1] \quad (4.85)$$

Účinnost výměníku určená z geometrie dle (4.40)

$$\Phi_{geom} = 1 - e^{-\left(\frac{\psi_1}{C}\right)} = 1 - e^{-\left(\frac{0,489}{0,597}\right)} = 0,559 [1] \quad (4.86)$$

Teoretický maximální výkon výměníku dle (4.43)

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_1 (t'_w - t'_l) = 341,7(70 - 24) = 15\,718 [W] \quad (4.87)$$

Účinnost výměníku z naměřených veličin dle (4.44)

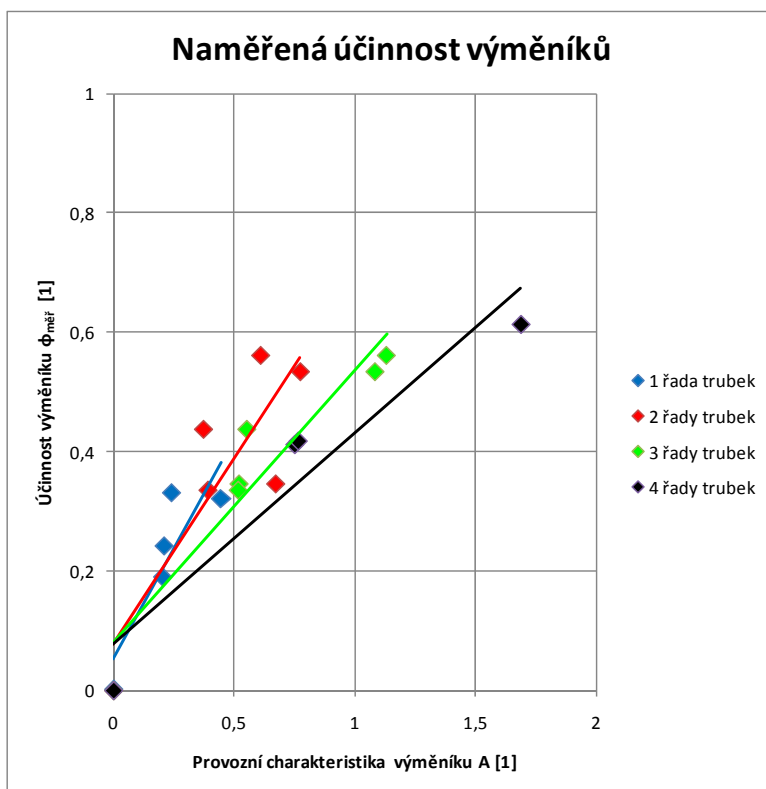
$$\Phi_{měř} = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{max}} = \frac{8\,590}{15\,718} = 0,546 [1] \quad (4.88)$$

4.6 Zpracování výsledků

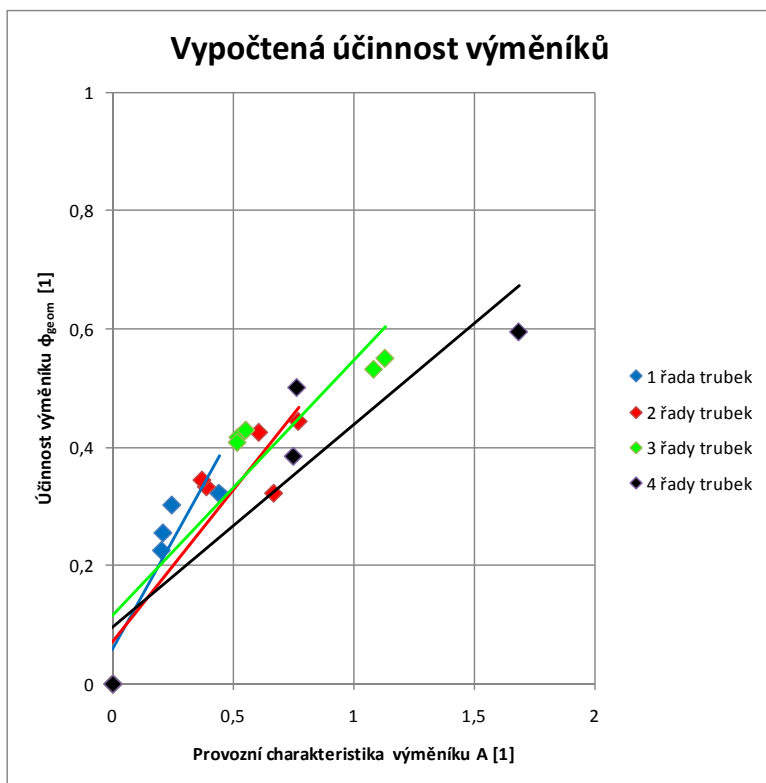
Po provedení výpočtů této varianty a obdobně i všech ostatních variant byly výsledky vybraných veličin zpracovány do tab. 13. Dále byly výsledky účinnosti jednotlivých variant výměníků Φ a tepelných charakteristik A zaneseny do grafů obr. 16 a obr. 17 dle obr. 15.

Tab. 13 Výsledky vybraných naměřených a vypočtených veličin všech variant

číslo měření (varianta)	otáčky ventilátoru	počet řad trubek	t_w' [°C]	t_w'' [°C]	t_f' [°C]	t_f'' [°C]	V_w [$\frac{l}{min}$]	V_l [$\frac{l}{min}$]	Q_w [W]	Q_l [W]	Re_w [l]	Re_l [l]	Pr_w [l]	Pr_l [l]	Nu_w [l]	Nu_l [l]	α_w [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	α_l [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	k [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	ϕ_{geom} [l]	$\phi_{měř}$ [l]
1	1	1	70	60	24	36,5	8,02	19 319	5 488	4 602	6 712	4 668	3,724	0,711	39,10	92,21	2 060	90,09	58,50	0,319	0,324
2	2	1	70	60	26	34,3	9,68	36 693	6 624	5 805	8 113	8 867	3,724	0,711	45,76	66,50	2 411	64,97	48,75	0,188	0,227
3	2	1	60	50	27	32,5	7,30	34 992	5 021	3 664	5 583	8 456	3,743	0,711	33,63	64,38	1 772	62,90	43,74	0,331	0,303
4	3	1	65	55	26	33,0	9,84	42 039	6 751	5 603	7 632	10 159	3,733	0,711	43,55	72,80	2 295	71,13	51,43	0,242	0,256
5	1	2	70	50	23	35,2	4,47	18 833	6 152	4 375	1 694	4 551	3,745	0,711	12,50	90,87	659	88,78	33,37	0,480	0,426
6	1	2	60	50	24	36,6	8,02	18 104	5 516	4 348	3 826	4 375	3,743	0,711	24,58	88,97	1 295	86,93	47,56	0,458	0,444
7	1	2	55	45	24	32,7	5,81	18 468	4 004	3 059	2 781	4 463	3,751	0,711	18,88	89,90	995	87,83	42,06	0,397	0,323
8	2	2	55	45	25	32,5	7,46	31 104	5 141	4 442	3 304	7 516	3,751	0,711	21,78	59,49	1 147	58,13	35,78	0,358	0,333
9	3	2	55	45	26	32,6	9,09	37 787	6 265	4 749	4 098	9 131	3,751	0,711	26,04	67,78	1 372	66,22	41,51	0,344	0,345
10	1	3	70	55	24	45,9	8,33	18 104	8 590	7 423	3 994	4 375	3,734	0,699	25,44	87,92	1 341	85,89	48,01	0,559	0,546
11	1	3	65	50	24	42,4	6,82	17 253	7 038	5 943	3 262	4 169	3,744	0,699	21,53	85,62	1 135	83,65	43,85	0,534	0,531
12	2	3	60	45	24	38,7	7,93	29 282	8 198	8 204	3 513	7 076	3,751	0,711	22,91	57,17	1 207	55,86	35,59	0,346	0,417
13	2	3	50	40	24	34,6	8,74	29 889	6 036	6 032	3 826	7 223	3,758	0,711	24,62	57,93	1 297	56,59	36,82	0,336	0,408
14	3	3	60	45	25	38,3	8,22	33 899	8 498	8 593	3 931	8 191	3,751	0,711	25,16	63,07	1 326	61,61	39,18	0,438	0,429
15	1	4	65	45	21	43,3	5,83	16 403	8 036	6 848	4 893	3 964	3,751	0,699	30,17	83,27	1 590	81,36	49,91	0,612	0,595
16	2	4	50	40	24	36,0	7,96	29 160	5 497	6 610	5 415	7 046	3,758	0,705	32,85	56,67	1 731	55,37	39,72	0,411	0,385
17	3	4	55	40	24	38,6	9,23	32 319	9 561	8 993	7 736	7 810	3,758	0,711	44,16	61,08	2 327	59,68	45,34	0,417	0,501



Obr. 16 Graf účinností výměníků vypočtených z naměřených hodnot



Obr. 17 Graf účinností výměníků vypočtených z geometrie

5 DISKUSE

Vedle počátečních vstupních veličin jako jsou teploty vstupní a výstupní vody, jejího průtoku, teplota nasávaného vzduchu jsou pro další hodnocení a výpočty velmi důležité právě samotné naměřené hodnoty rychlosti a teplot vzduchu na výtlaku, proto byl v průběhu vzniku celé práce největší důraz kladen právě na toto měření.

5.1 Rychlostní a teplotní profily vzduchu

Při pohledu na sestrojené barevné grafy rychlostí a teplot je zřejmé, že teplota ani rychlost vzduchu na výtlaku nejsou rovnoměrně rozprostřeny, ale jsou velmi ovlivněny ventilátorem, přesněji jeho umístěním relativně blízko před nátokem na výměník. Zobrazení v grafech také úplně neodpovídají průběhům na skutečných výměnících. Při měření totiž bylo čidlo anemometru uprostřed každého z 16ti čtverců, a spojnice mezi těmito body pak v programu Excel vytvořily spojitou plochu, ale v prostoru mezi krajními měřenými body a okrajem výměníku hodnoty rychlostí ani teplot neznáme. Skutečný rychlostní a teplotní profil by tak měl okolo stávajícího zobrazení ještě pruh o šířce poloviny strany každého čtverce, tvořeného nejbližšími měřenými body.

Rychlostní profily mají svá maxima přibližně po obvodu obrazce, který přibližně odpovídá kruhu rotujících lopatek ventilátoru, zatímco uprostřed grafů jsou rychlosti nejmenší, což odpovídá umístění rotoru ventilátoru, skrze který žádný vzduch proudit nemůže. Stejně tak v rozích skříně, do kterých není kruhovým ventilátorem vzduch tak intenzivně vháněn, je v grafech znatelná nižší rychlost proudění. Na většině grafů je také vidět, že rychlost je větší při horním a spodním okraji výměníku, což může být způsobeno souhlasným směrem pohybu vzduchu od ventilátoru a směrem uložení lamel, a kde proudící vzduch není nucen měnit směr, jako v ostatních místech výměníku.

Z grafů průběhů teplot je vidět, že zde jsou jejich maxima poblíže středu, tedy přibližně v místech, kde je rychlost proudění vzduchu nejmenší, a tedy kde má vzduch více času na přestup tepla ze stěny výměníku, a dosáhne tak vyšší teploty. Tato maxima se navzájem liší pouze umístěním v jiném směru od středu výdechového profilu, což je nejspíše způsobeno rozdílným obtékáním trubek v závislosti na počtu

řad trubek. Méně řadě výměníky mají středová maxima posunuta mírně vlevo a dolů, zatímco u více řadých výměníků se tato maxima posouvají více do pravé horní části grafů. Mírné zvýšení teplot pak pozorujeme i v rozích výměníků, kde je také nižší rychlost proudění vzduchu, ale tato zvýšení již nejsou tak znatelná jako hlavní maximum.

5.2 Účinnost přenosu tepla

V práci byla zkoumána účinnost výměníků při sdílení tepla z topné vody do ohřívajícího vzduchu. Protože účinnost přenosu tepla by byla absolutně dokonalá pouze v nekonečně velkém výměníku, přesněji ve výměníku s nekonečně velkou teplosměnnou plochou, zatímco v reálných výměnících s konečnými rozměry je účinnost vždy menší, bylo výpočtem ověřeno, do jaké míry se na dosažené účinnosti přenosu tepla podílí samotný výměník.

Na základě známé geometrie výměníků, konkrétního konstrukčního provedení a známých vstupních teplot obou médií byl proveden kontrolní výpočet, kde byly použity kritériální rovnice, odpovídající i konkrétním podmínkám provozu. Takto zjištěné účinnosti byly dále porovnány s účinnostmi vypočtenými z naměřených rychlostí a teplot obou médií, a v celku lze konstatovat, že nedošlo k velkým rozdílům mezi naměřenou a vypočtenou účinností na tomtéž výměníku, ve většině případů jsou odchylky do cca 20%. Tyto odchylky mohou být způsobeny jednak nepřesnostmi při měření teplot a rychlostí proudících tekutin, a jednak určitými matematickými zjednodušeními reálných termodynamických dějů při sdílení tepla, bez kterých by výpočet byl neúměrně složitější, a byl i mimo rozsah této práce. Jedním z hlavních zjednodušení je výpočet ekvivalentního žebrování a také skutečnost, že kritériální rovnice platí pro nepřilíš rozvířenou tekutinu při nátoku na výměník, čehož zde nebylo možno z důvodu konstrukčního uspořádání vytápěcí jednotky dosáhnout. Další příčinou nepřesností je jistě i fakt, že v registrech víceřadých výměníků chybí několik trubek, takže zde není přenos tepla do lamel stejný jako v místech, kde jsou trubkami obsazena všechna místa v registru.

Pro získání průtokových charakteristik C výměníků by však bylo zapotřebí více hodnot, navíc umístěných dále od sebe, alespoň v rozsahu hodnot A srovnatelném s obr. 15. Proto zde byly křivky charakteristik nahrazeny přímkami, jelikož i v grafu

na obr. 15 se křivky charakteristik C v této oblasti blíží přímkám. Z těchto upravených a zjednodušených charakteristik je pak vidět, že účinnost výměníku s jednou řadou trubek je dle těchto výsledků v rozmezí 19-33%, výměník se dvěma řadami trubek dosahuje účinnosti 32-48%, výměník se třemi řadami trubek dosahuje účinnosti 33-56%, a výměník se čtyřmi řadami trubek dosahuje účinnosti 41-62%. Z těchto výsledků je tak jasně patrné, že účinnosti jednotlivých výměníků se svými rozsahy částečně překrývají, a že víceřadé výměníky jsou při přenosu tepla účinnější, což je logicky podpořeno skutečností, že v nich jsou obě média v kontaktu po větší ploše a po delší dobu. Tyto víceřadé výměníky se tak „blíží“ výměníkům dokonalým, nekonečně velkým.

5.3 Chyby měření

Výpočet také prokázal, že při měření došlo k určitým nepřesnostem. Reálně totiž není možné, aby množství tepla vzduchem odvedené bylo větší než množství tepla vodou přivedené. Přesto tomu tak dle výpočtů v několika případech je, a jistě to není tím, že bychom zde vynalezli perpetuum mobile. Tak jako všude jinde i zde totiž dochází ke ztrátám a k chybám měření.

Ztráty jsou přirozené, a jen potvrzují platnost druhého termodynamického zákona, neboť značná část povrchu trubek ve výměníku je tvořena rozváděcími trubkami a koleny, která převádí vodu z jedné trubky do další. Tato kolena jsou umístěna mimo měřenou oblast, a i když zde není tak intenzivní nucené proudění vzduchu jako uvnitř výměníku, přirozenou konvekci se část tepla ztrácí do okolí, stejně jako část tepla unikajícího do rámu výměníku.

Větší část nepřesností jsou však nejspíše způsobeny chybami při měření. Měření pomocí anemometru bylo prováděno ručně, a i přes sebevětší snahu nemohlo být jeho čidlo umístěno vždy přesně na správné místo. K eliminaci rázů proudícího vzduchu bylo měření anemometrem prováděnou vždy po dobu cca 15 sekund a bylo počítáno s průměrnou hodnotou, vypočtenou samotným přístrojem.

Jistou chybou též mohlo být umístění čidel termoelektrických teploměrů topné a vratné vody, které nebyly umístěny přímo ve vodě, ale pomocí kovové stahovací spony na vnějším povrchu hrdel výměníku. V průběhu experimentu bylo vyzkoušeno, že způsob umístění čidla pod sponou a (ne)přítomnost tepelné izolace způsobovala

změny teplot o několik °C, a není bohužel jisté, že dodatečné tepelné zaizolování čidel termoelektrických teploměrů i tak nezpůsobilo chyby měření.

Při přenosu tepla složenou stěnou, zde tvořenou měděnou trubkou a hliníkovou lamelou, také dochází k přechodovému odporu při vedení tepla mezi oběma materiály. Výrobně je toto eliminováno tlakováním výměníku k vyvození plastických deformací trubek, avšak i při dokonalém mechanickém spojení by v případě přítomnosti oxidů kovů na površích spojovaných součástí byl přechodový odpor znatelný. Přítomnost těchto špatně tepelně vodivých vrstev ani jejich chemické složení však nelze spolehlivě prokázat bez destrukce výměníku, a lze se tak pouze domnívat, že její případná existence mohla způsobit výše popsané nepřesnosti měření a výpočtů.

6 ZÁVĚR

Tato práce studovala výkonové charakteristiky vytápěcí jednotky SAHARA. Pro zkoumání byla zvolena jednotka nejmenší konstrukční velikosti, do níž byly použity lamelové výměníky typu voda/vzduch s jednou, dvěma, třemi a čtyřmi řadami trubek, a třírychlostní axiální ventilátor.

Měření bylo prováděno při různých teplotních spádech a různých rychlostech proudění topné vody i ohřívání vzduchu. V každé zkoumané kombinaci byl nejprve nastaven teplotní spád topné vody a rychlost proudění vzduchu, na jejichž základě byly pomocí žhaveného anemometru měřeny rychlost a teplota v 16ti místech výdechového průřezu výměníku. Spojením takto získaných hodnot v programu Excel vznikly plošné grafy, znázorňující rychlostní a teplotní profily vzduchu vystupujícího z výměníku. Tím bylo zjištěno, že teplota ani rychlost vzduchu na výtlaku nejsou rovnoměrně rozprostřeny, ale jsou velmi ovlivněny ventilátorem, přesněji jeho umístěním relativně blízko před výměníkem. V celkovém hodnocení tak je vidět, že rychlostní profil má své maximum v kruhu, který přibližně odpovídá kruhu rotujících lopatek ventilátoru. Průběhy teplot pak mají svá maxima poblíže středu, přibližně v místech, kde je rychlost proudění vzduchu nejmenší. Tato maxima se liší pouze drobnými odchylkami, nejspíše v závislosti na konstrukčním provedení konkrétního typu výměníku.

V práci byla zkoumána účinnost výměníku při sdílení tepla z topné vody do ohřívání vzduchu. Protože účinnost přenosu tepla by byla absolutně dokonalá pouze v nekonečně velkém výměníku, zatímco v reálných výměnících je účinnost vždy menší, byl pro posouzení vlivu výměníku na celkovou účinnost přenosu tepla proveden kontrolní výpočet. Na základě známé geometrie výměníků, konkrétního provedení a známých vstupních teplot obou médií byly použity kritériální rovnice, odpovídající i konkrétním podmínkám provozu. Takto zjištěné účinnosti byly porovnány s účinnostmi vypočtenými z naměřených veličin a v celku lze konstatovat, že nedošlo k velkým rozdílům. Ze zjištěných hodnot účinností je jasně patrné, že víceřadé výměníky jsou při přenosu tepla účinnější, což je logicky podpořeno skutečností, že v nich jsou obě média v kontaktu po větší ploše a „blíží“ se tak výměníkům ideálním, nekonečně velkým.

Pro další zkoumání těchto vlastností výměníků stejným nebo podobným způsobem pak autor práce doporučuje měřit rychlost a teplotu vzduchu na výtlaku ve více bodech k zajištění hladšího výsledného profilu, a dále zajistit přesnější umístění měřicího čidla anemometru na těchto bodech i ve vzdálenosti od výměníku k zajištění větší hodnověrnosti a přesnosti naměřených dat. Po případě autor práce doporučuje k měření použít přímo sadu termoelektrických čidel, vždy jedno čidlo na každý měřený bod zvlášť, a tím umožnit odečet všech měřených hodnot najednou současně s hodnotami teplot vstupní a výstupní vody, které sice málo, ale přece jen při měření kolísaly. Doporučení lze vydat i pro měření teplot vody, kdy by pro přesnější hodnoty teplot bylo vhodnější umístit čidla termoelektrických teploměrů přímo do proudící vody. V případě umístění těchto čidel stejně jako tomu bylo v této práci, pak autor doporučuje použít tepelně vodivou pastu k zajištění dokonalejšího přenosu tepla mezi hrdly výměníku a čidly teploměrů.

Za zmínku stojí i skutečnost, že zde byla zkoumána vytápěcí jednotka jako celek, tak jak je konstrukčně navržena a jak je komerčně vyráběna, s daným vzájemným umístěním všech podstatných součástí, z čehož plyne doporučení, že pro zkoumání samostatných výměníků by bylo zapotřebí zajistit stabilizovaný proud vzduchu na nátok na výměník, aby průtok výměníkem byl rovnoměrný, bez znatelných ovlivnění ventilátorem, jako tomu bylo a je v jednotce popisované v této práci.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Citace literárních zdrojů byl proveden podle ČSN ISO 690.

- [1] JÍLEK, M., RANDA, Z.: *Termomechanika*. 1.vyd. Praha, ČVUT, 2004. 168 s. ISBN 80-01-03107-1.
- [2] SZEKYOVÁ, M., FERTL, K., NOVÝ, M.: *Větrání a klimatizace*. 1. České vyd. Bratislava, Jaga group, s.r.o. 2006. ISBN 80-8076-037-3.
- [3] URBÁŠEK, J. *Termomechanika a mechanika tekutin*. Liberec, VŠST, 1990. 80s. ISBN 80-7083-045-X.
- [4] VONDRÁČEK, V., STŘEDA, I., MAMULA, V., HLINKA, M.: *Mechanika tekutin a termomechanika*. 1.vyd, Praha, SNTL, 1977, 256s. ISBN 04-225-77.
- [5] ŠESTÁK, J., RIEGER, F.: *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Praha, ČVUT, 2005. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
- [6] CIHELKA, J.: *Vytápění a větrání*. 2. Vydání. Praha, SNTL, 1975, 704s. ISBN 04-216-75
- [7] HOLEČEK, O., NEKOVÁŘ, P.: *Výměníky tepla* [online] [cit. 24. 4. 2010] Dostupné na World Wide Web: <<http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k12.vymeniky.tepla.pdf>>
- [8] ŠESTÁK, J. *Výměníky tepla*. [online] [cit. 24. 4. 2010] Dostupné na World Wide Web: <http://pet.fsid.cvut.cz/tv/tps_ex2.pdf>
- [9] LIENHARD, J. H. IV., LIENHARD, J. H. V.: *A Heat Transfer Textbook* [online] [cit. 24. 4. 2010] Dostupné na World Wide Web: <<http://alexandria.tue.nl/extra2/boek/ahtt122.pdf>>
- [10] PROJEKČNÍ DATA VYTÁPĚCÍ JEDNOTKY SAHARA MAXX [online] [cit. 29.4.2010] Dostupné na World Wide Web: <http://web.telecom.cz/gealvz/downloads/lvz/pp/vyt/SAHARA_MAXX_HN_PP_11_2007_CZ.pdf>
- [11] SCHWARZER, J.: *Laboratorní cvičení* [online] [cit. 25. 4. 2010] Dostupné na World Wide Web: <http://www.fsid.cvut.cz/~schwajan/schwarzer_soubory/Soubory/Laborky_ventilator/ventilator.pdf>
- [12] JENČÍK J., VOLF J. a kol., *Technická měření*, Vydavatelství ČVUT, 2000, ISBN 80-01-02138-6

- [13] ŘASA, J., ŠVERCL, J.: *Strojnické tabulky 1*. Praha, Scientia, 2004, 753s.
ISBN 80-7183-312-6

8 SEZNAM PŘÍLOH

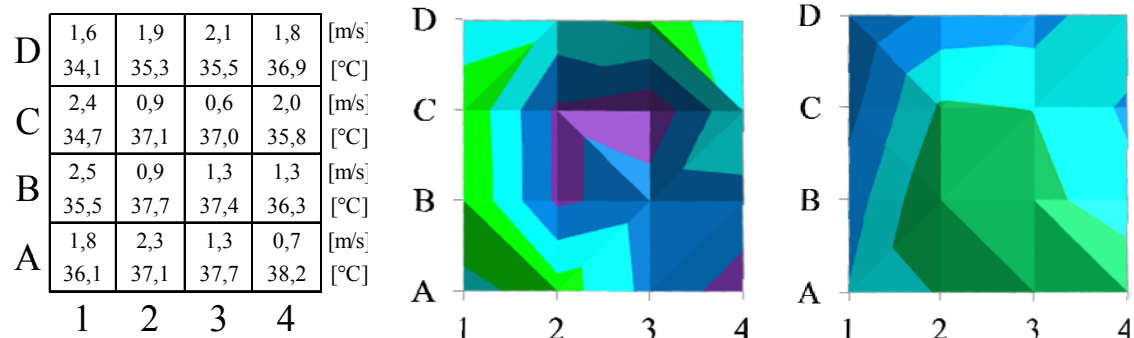
Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty výdechového vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

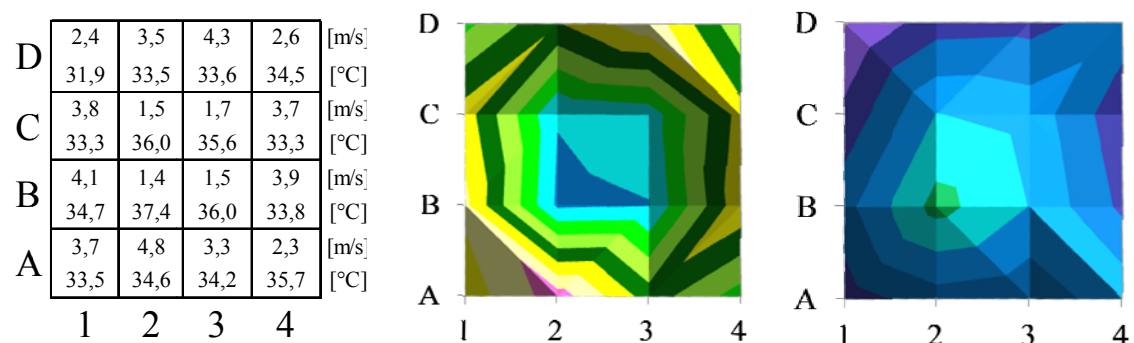
Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

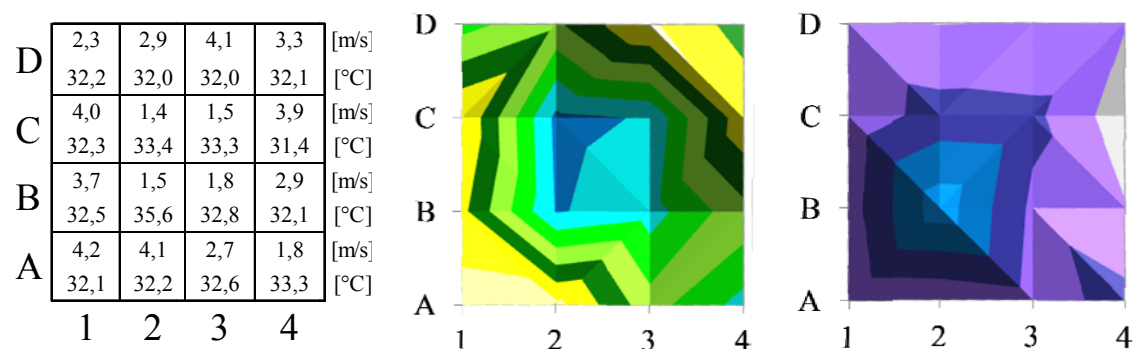
Varianta 1 - 1 řada trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 70/60°C, průtok 8,02 l/min



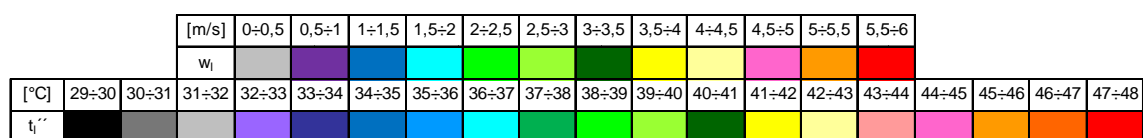
Variananta 2 - 1 řada trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 70/60°C, průtok 9,68 l/min



Variant 3 - 1 řada trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 60/50°C, průtok 7,30 l/min



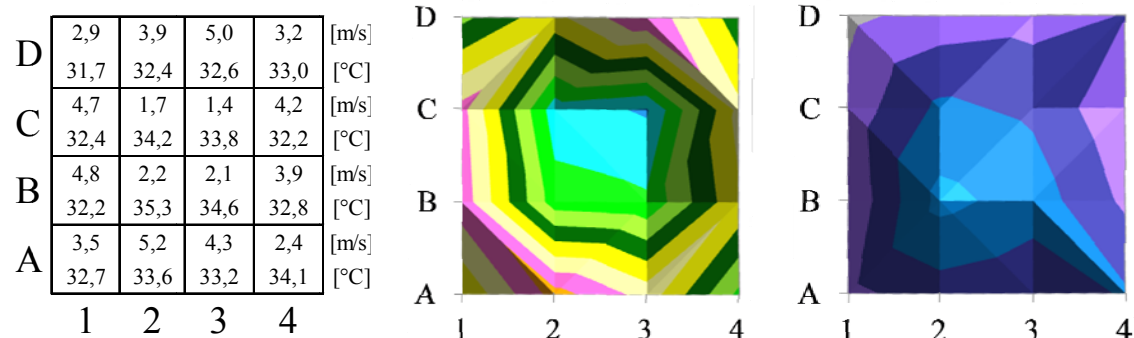
Srovnávací stupnice rychlostí a teplot



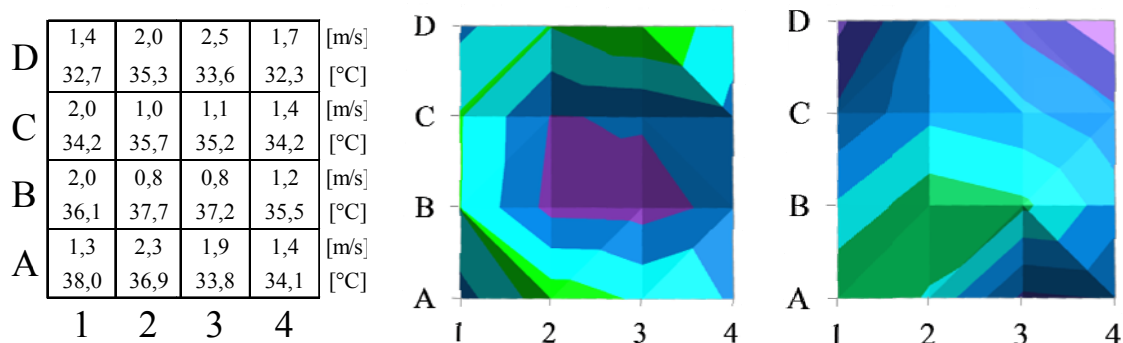
Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

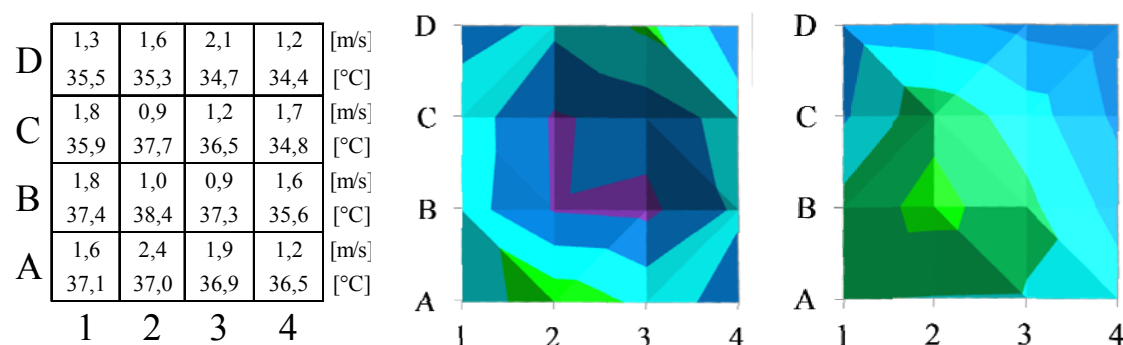
Varianta 4 - 1 řada trubek, 3. otáčky ventilátoru, spád vody 65/55°C, průtok 9,84 l/min



Varianta 5 - 2 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 70/50°C, průtok 4,47 l/min



Varianta 6 - 2 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 60/50°C, průtok 8,02 l/min



Srovnávací stupnice rychlostí a teplot

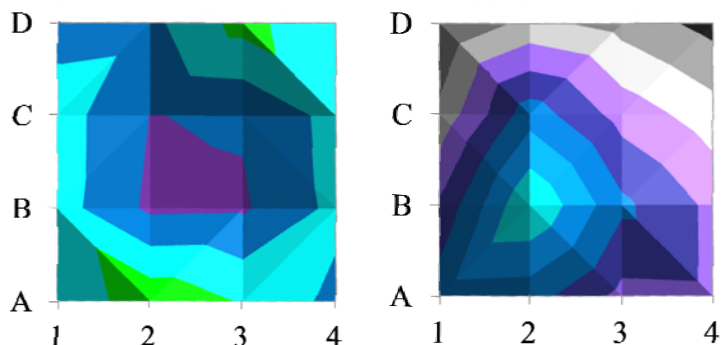
		[m/s]	0÷0,5	0,5÷1	1÷1,5	1,5÷2	2÷2,5	2,5÷3	3÷3,5	3,5÷4	4÷4,5	4,5÷5	5÷5,5	5,5÷6						
		w _i																		
[°C]		29÷30	30÷31	31÷32	32÷33	33÷34	34÷35	35÷36	36÷37	37÷38	38÷39	39÷40	40÷41	41÷42	42÷43	43÷44	44÷45	45÷46	46÷47	47÷48
t _i																				

Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

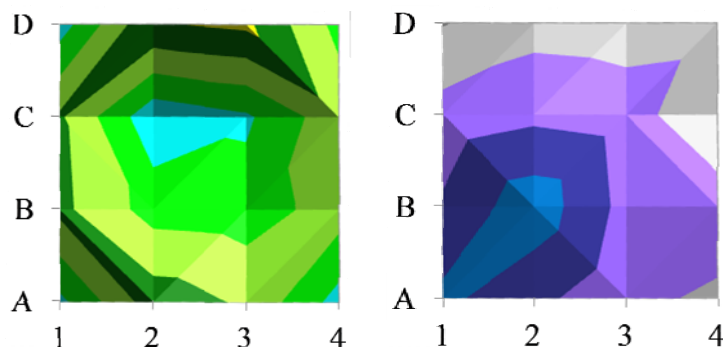
Varianta 7 - 2 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 55/45°C, průtok 5,81 l/min

D	1,3 30,0	1,4 31,3	2,2 30,6	1,5 29,6	[m/s] [°C]
C	1,7 31,3	1,0 34,6	1,1 32,6	1,7 31,5	[m/s] [°C]
B	1,7 33,1	0,9 37,3	0,9 34,2	1,6 32,8	[m/s] [°C]
A	1,5 34,6	2,4 34,5	2,0 32,7	1,4 32,8	[m/s] [°C]
	1	2	3	4	



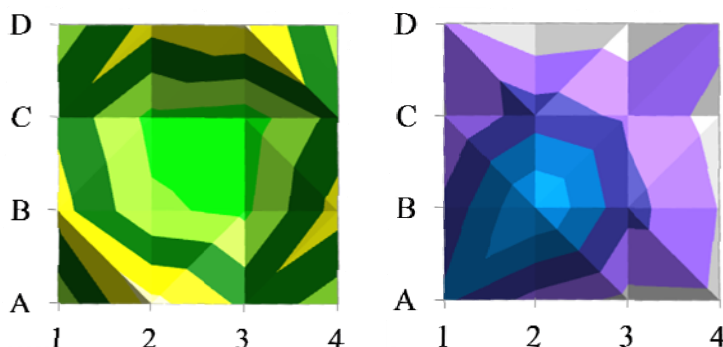
Variant 8 - 2 řady trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 55/45°C, průtok 7,46 l/min

D	1,7 30,9	3,5 31,6	3,6 31,5	2,3 31,7	[m/s] [°C]
C	3,1 32,4	1,6 32,8	1,9 32,5	2,8 31,1	[m/s] [°C]
B	3,1 33,1	2,3 34,6	2,2 32,7	2,7 32,6	[m/s] [°C]
A	1,9 34,2	3,3 33,3	2,9 32,2	1,8 31,8	[m/s] [°C]
	1	2	3	4	



Varianata 9 - 2 řady trubek, 3. otáčky ventilátoru, spád vody 55/45°C, průtok 9,09 l/min

D	2,7	3,7	4,1	2,8	[m/s]
	32,1	31,2	31,4	32,3	[°C]
C	3,4	2,4	2,2	3,2	[m/s]
	32,0	33,5	32,8	31,6	[°C]
B	3,7	2,6	2,4	3,7	[m/s]
	33,3	35,8	33,4	32,0	[°C]
A	2,7	4,2	3,4	2,7	[m/s]
	34,2	32,7	31,7	31,8	[°C]
	1	2	3	4	



Srovnávací stupnice rychlostí a teplot

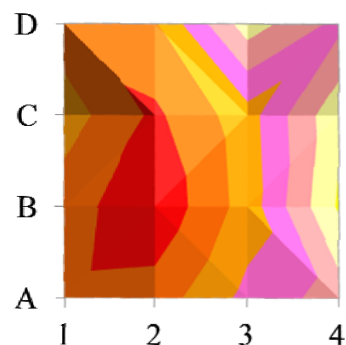
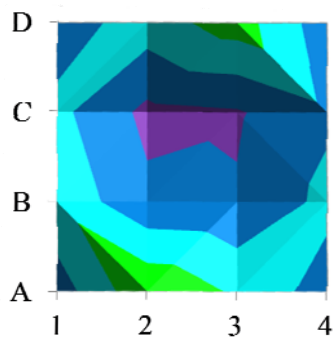
[illegible]

Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

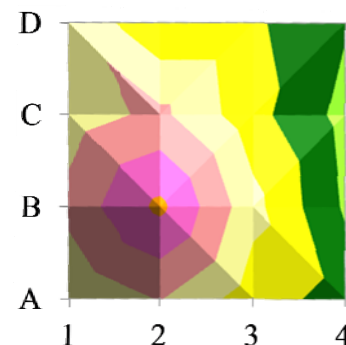
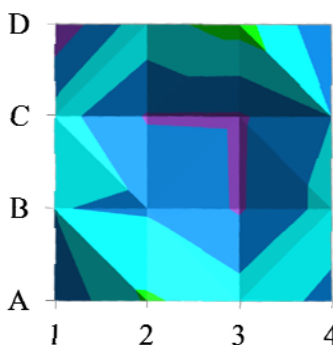
Variananta 10 - 3 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 70/55°C, průtok 8,33 l/min

D	1,2	1,8	2,3	1,2	[m/s]
	46,6	46,1	42,5	44,3	[°C]
C	1,6	0,9	1,0	1,4	[m/s]
	45,5	47,2	45,4	42,2	[°C]
B	1,9	1,1	1,0	1,6	[m/s]
	46,5	47,8	45,6	41,9	[°C]
A	1,2	2,4	1,9	1,3	[m/s]
	46,7	46,6	44,7	43,5	[°C]
	1	2	3	4	



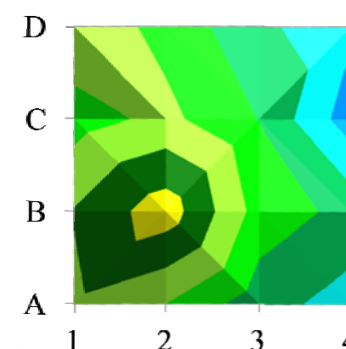
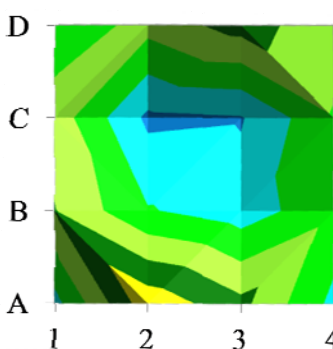
Variananta 11 - 3 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 65/50°C, průtok 6,82 l/min

D	0,6 42,8	1,8 41,2	2,2 41,2	1,1 40,1	[m/s] [°C]
C	1,7 42,5	1,0 43,2	0,9 41,4	1,5 39,7	[m/s] [°C]
B	1,5 43,3	1,4 45,2	0,9 42,3	1,7 39,9	[m/s] [°C]
A	1,1 42,1	2,1 43,1	1,7 41,5	1,4 40,6	[m/s] [°C]
	1	2	3	4	



Variananta 12 - 3 řady trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 60/45°C, průtok 7,93 l/min

D	2,1 39,8	2,7 38,7	3,2 37,3	2,7 36,2	[m/s] [°C]
C	2,8 38,6	1,4 39,3	1,5 38,0	2,5 35,4	[m/s] [°C]
B	3,0 40,1	2,0 41,6	1,7 38,6	2,4 37,7	[m/s] [°C]
A	1,8 39,8	3,8 39,0	3,1 37,4	1,9 36,5	[m/s] [°C]
	1	2	3	4	



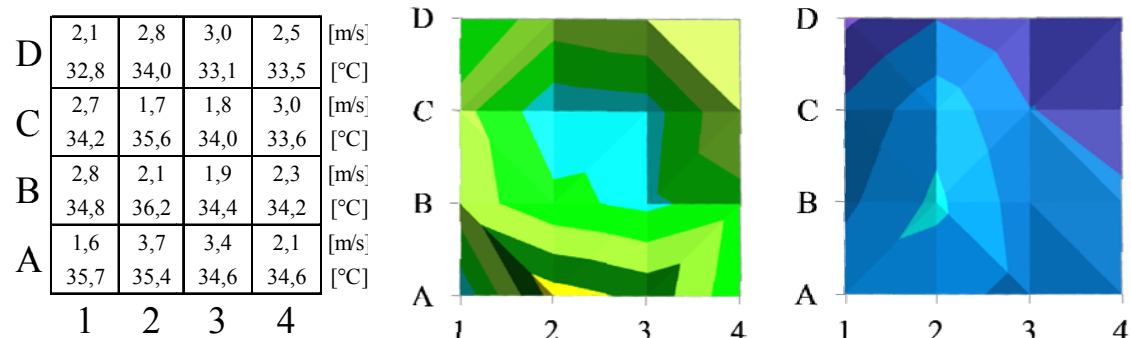
Srovnávací stupnice rychlostí a teplot

[illegible]

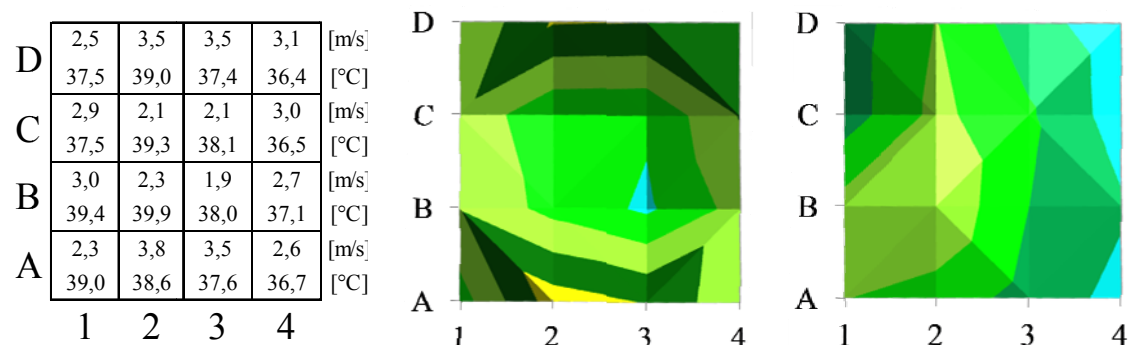
Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

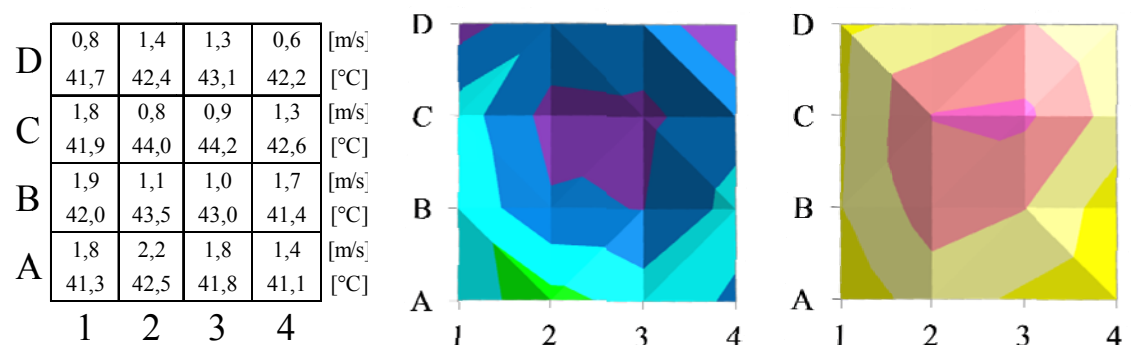
Variananta 13 - 3 řady trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 50/40°C, průtok 8,74 l/min



Varianata 14 - 3 řady trubek, 3. otáčky ventilátoru, spád vody 60/45°C, průtok 8,22 l/min



Variananta 15 - 4 řady trubek, 1. otáčky ventilátoru, spád vody 65/45°C, průtok 5,83 l/min



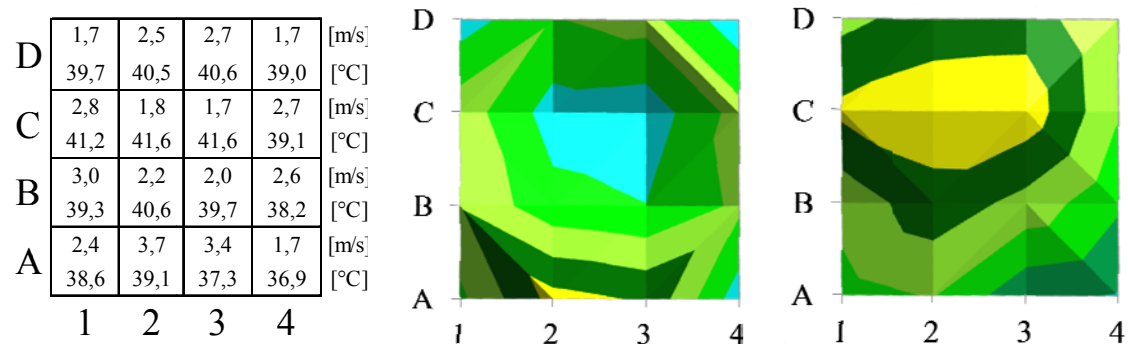
Srovnávací stupnice rychlostí a teplot

[illegible]

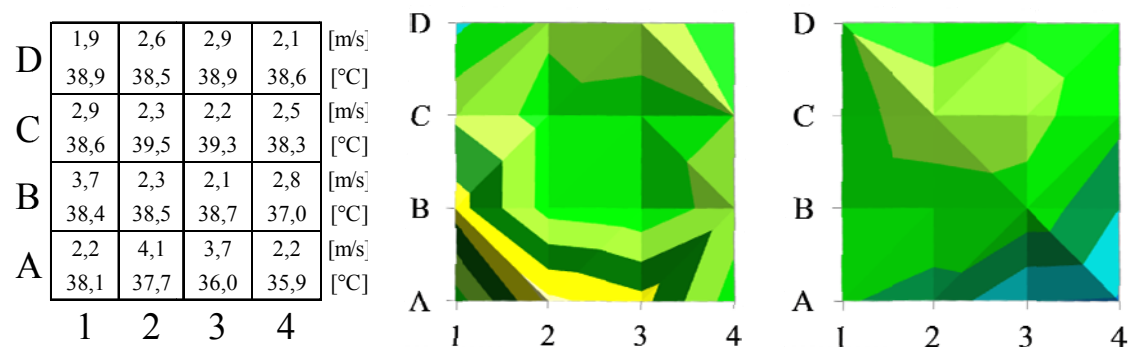
Příloha č.1

Naměřené rychlosti a teploty na výtlaku vzduchu, rychlostní a teplotní profily.

Varianta 16 - 4 řady trubek, 2. otáčky ventilátoru, spád vody 50/40°C, průtok 7,96 l/min



Varianta 17 - 4 řady trubek, 3. otáčky ventilátoru, spád vody 55/40°C, průtok 9,23 l/min



Srovnávací stupnice rychlostí a teplot

[illegible]